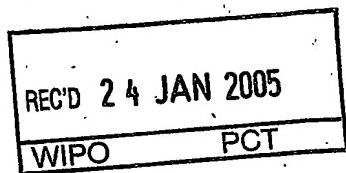


BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



13.01.2005

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung
einer Patentanmeldung**

Aktenzeichen: 103 53 672.8

Anmeldetag: 12. November 2003

Anmelder/Inhaber: Airbus Deutschland GmbH, 21129 Hamburg/DE

Bezeichnung: Verfahren zur Lastbegrenzung in Antriebssystemen

IPC: B 64 C 9/00

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 2. Dezember 2004
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Agur

**PRIORITY
DOCUMENT**
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

03 HH 56

Anmelder: Airbus Deutschland GmbH, Kreetslag 10,
D-21129 Hamburg.

Verfahren zur Lastbegrenzung in Antriebssystemen

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Lastbegrenzung in verzweigten Antriebssystemen mit mechanischer Leistungsübertragung, insbesondere für Betätigungsysteme in Flugzeugen, mit einer Einrichtung zur Regelung und Begrenzung von fehlerbedingten Überlasten infolge Klemmfällen. Ferner betrifft sie eine Vorrichtung zur Durchführung eines solchen Verfahrens.

Bei den meisten heute verwendeten Landeklappensystemen für Flugzeuge wird die zur Positionierung der Klappen notwendige mechanische Leistung von einer zentralen hydraulischen Antriebseinheit bereitgestellt und über eine Wellenttransmission zu Aktuatoren in den beiden Tragflächen geführt. Dabei bewegen die Aktuatoren die einzelnen Profilflächen in der Regel über ein Führungsgetriebe entlang einer definierten Bahn. Die Auslegung solcher Ausrüstungssysteme steht in den heutigen Transportflugzeugen in einem direkten Zusammenhang mit deren Zuverlässigkeit sowie mit den im wesentlichen durch das Gewicht und den Wartungsaufwand bestimmten Betriebskosten. Dabei besteht die besondere Schwierigkeit darin, die notwendige Systemverfügbarkeit

zu gewährleisten, ohne zugleich das Gewicht durch zusätzliche Komponenten oder Strukturen zu erhöhen. Zum Schutz der Sicherheit sind in derartigen Antriebssystemen mit verzweigter Wellentransmission und mit diversen mechanischen Stellgliedern für die Hochauftriebshilfen großer Transportflugzeuge Lastbegrenzereinrichtungen, sogenannte Torque Limiter, vorgesehen, um bei Fehlerfällen, wie einem Klemmen der Klappenführungsmechanismen, eine lokale Überlast in der Antriebskinematik und damit in der Struktur zu vermeiden. Dadurch ist es möglich, die dimensionierenden Bauteillasten und somit die Masse für die Mechanik und die Klappenstruktur auf einem Niveau zu halten, das deutlich unterhalb derer liegt, die sich aus dem maximalen Antriebsmoment der Antriebseinheit ergeben würde.

Es sind in der Vergangenheit bereits eine Reihe von Anordnungen und Verfahren zur Lastbegrenzung bzw. zur Vermeidung eines Verklemmens von Klappenkinematiken vorgeschlagen worden. So sind beispielsweise Dämpfungselemente nach Art eines mechanischen Stoßabsorbers für eine Ausfallsicherung von Hochauftriebsklappensystemen bekannt geworden, bei der über ein Kopplungselement Abweichungen des Ein- bzw. Ausfahrweges zwischen den auf beiden Seiten des Tragflügels angeordneten Klappen verhindert werden soll. Dem gleichen Zweck dient eine aus der EP 0576815 B1 bekannte Anordnung, bei der mittels eines in der Antriebskinematik für die Hochauftriebsklappen angeordneten Indikatorelementes ein Verklemmen erkannt und verhindert werden soll. Schließlich ist aus der DE 3621401 C1 eine Klappenanordnung für Flugzeugtragflügel bekannt geworden, bei der zwischen den Stellantrieben für unterschiedliche Klappen und zugeordnete Spoiler Näherungssensoren angeordnet sind.

Auf der Basis mechanischer Komponenten stellen solche Lastbegrenzereinrichtungen bereits eine weitgehend optimierte Lösung dar. Allerdings erhöhen diese Systeme aufgrund ihres komplexen Aufbaus jedoch die Masse und die Betriebskosten eines mit ihnen ausgerüsteten Flugzeuges, darüber hinaus werden sie funktionsbedingt nur bei Fehlerfällen aktiviert. Bei engen Auslegungstoleranzen und bei einer parametrisch sensiblen Systemdynamik können diese Lastbegrenzereinrichtungen schließlich auch bei intaktem und fehlerfrei arbeitendem Antriebssystem ansprechen und dann das gesamte System blockieren.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Verfahren der eingangs genannten Art bereitzustellen, das bei gewünschter Reduktion von Masse und Betriebskosten des Systems solche Fehlfunktionen zuverlässig vermeiden kann. Weiterhin ist es Aufgabe der Erfindung, eine Vorrichtung zur Durchführung eines solchen Verfahrens bereitzustellen.

Die Erfindung löst die erste Aufgabe durch ein Verfahren, bei dem an Komponenten des Antriebssystems Zustandskenngrößen erfaßt und an eine Kontrolleinheit übermittelt werden. Diese Kontrolleinheit wertet die Zustandskenngrößen mittels eines Algorithmus zur Fehlererkennung aus und initialisiert im Fehlerfall ein kontrolliertes Abregeln der Antriebseinheit. Durch dieses erfindungsgemäße Verfahren ist es möglich, die fehlerbedingten Überlasten infolge Klemmfällen in einem Hochauftriebssystem zu begrenzen ohne eine mechanische Lastbegrenzereinrichtung zu realisieren.

Die Lösung der weiteren Aufgabe erfolgt durch eine Vorrichtung mit den kennzeichnenden Merkmalen des Patentanspruchs 8.

Nachfolgend soll die Erfindung anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels näher erläutert werden. Es zeigen

- Fig. 1 den schematischen Aufbau eines Klappenantriebssystem mit den dazugehörigen Antriebskomponenten und einem elektronisch geregelten Überlastschutz auf der Basis eines Vergleichs von Signalen,
- Fig. 2 eine schematische Darstellung der Komponenten eines Halbsystems für ein Klappenantriebssystem gemäß Fig. 1,
- Fig. 3 eine schematische Darstellung eines nichtlinearen Simulationsmodells für Hochauftriebssystem,
- Fig. 4 ein Klappenantriebssystem gemäß Fig. 1 mit einem elektronisch geregelten Überlastschutz auf der Basis einer signalbasierten Diagnose,
- Fig. 5 ein Schema einer signalbasierten Diagnose,
- Fig. 6 eine Darstellung der Kennlinie für die maximalen Betriebslasten an einem Aktuator im Normalfall,
- Fig. 7 eine Darstellung der entsprechenden Kennlinie im Klemmfall,
- Fig. 8 eine Darstellung der Differenz der Schnittmomente,
- Fig. 9 eine Darstellung des Verlauf der Legendre-Koeffizienten für den Nominalfall und den Klemmfall an einem Abzweig,

- Fig. 10 eine Darstellung des Momentes an einem Abzweig im Klemmfall mit signalbasierter Erkennung und anschließender Festsetzung des Systems,
- Fig. 11 eine Darstellung der Litz'schen Dominanzmaße für einen vollständigen Antriebsstrang;
- Fig. 12 eine Darstellung der Energieverteilung bei der ersten Eigenfrequenz,
- Fig. 13 ein Klappenantriebssystem gemäß Fig. 1 mit einem elektronisch geregelten Überlastschutz auf der Basis einer sogenannten beobachtergestützten Fehlererkennung,
- Fig. 14 eine Darstellung eines Schemas mit einem sogenannten reduzierten Beobachter zur Fehlererkennung,
- Fig. 15 eine Darstellung eines Schemas eines sogenannten verallgemeinerten Beobachters zur Fehlererkennung an einem Antriebsstrang und
- Fig. 16 den zeitlichen Verlauf der Residuen eines verallgemeinerten Beobachtersystems für den Klemmfall an einem Abzweig.

Das in Fig. 1 dargestellte Antriebssystem für Landeklappen ist statt mit einem herkömmlichen mechanischen Lastbegrenzer mit einem elektronisch geregelten Überlastschutz ausgestattet. Das Antriebssystem besteht dabei aus einem linken und einem rechten Teilsystem 1, 2, die jeweils zur Ansteuerung zweier Hochauftriebsklappen 3, 4 bzw. 5, 6 dienen, die an den Hinterkanten des Tragflügels angeordnet sind, wobei die beiden Teilsysteme 1, 2 symmetrisch zueinander aufgebaut sind. Die zur Positionierung der Klappen 3 bis 6 erforderliche mechanische Leistung wird von einer zentralen Antriebseinheit 7 bereitgestellt und jeweils über einen Antriebsstrang 8, 9 zu einer

Reihe von mechanischen Aktuatoren 10 in den beiden Tragflächen geführt. Da der detaillierte Aufbau eines derartigen Klappenantriebssystems nachfolgend anhand von Fig. 2 noch näher erläutert werden wird, seien hier zunächst nur einige der wesentlichen Komponenten des Antriebsstranges aufgeführt. Hierzu gehören jeweils Abzweiggetriebe u.a. 11, 12 ferner, im äußeren Endbereich der Antriebsstränge 8, 9, hydraulisch betätigbare Bremsen 13, 14 sowie an den beiden äußeren Enden der Antriebsstränge 8, 9 jeweils ein Asymmetrieger 15, 16, mit denen die aktuelle Position am Ende des Wellenstrangs ermittelt und gegebenenfalls eine asymmetrische Stellung der Klappen erkannt werden kann. Vervollständigt wird die Anordnung durch einen an der Antriebseinheit 7 befindlichen Winkelpositionsgeber 17, wobei die drei letztgenannten Komponenten jeweils über eine zugeordnete Transmittereinheit 18 bis 20 und entsprechende Signalleitungen 21, 22 mit einer speziellen Kontrolleinheit 23 verbunden sind, die mit einem Monitor zur Klemmfallerkennung ausgestattet ist.

Bedingt durch den symmetrischen Aufbau des Antriebssystems sowie der Klappen unterscheiden sich bei normalem Flugbetrieb die Zustände der beiden Teilsysteme nur geringfügig voneinander, da die beiden Teilsysteme zur Leistungsübertragung zu den Klappen in der linken und der rechten Tragfläche ein nahezu identisches dynamisches Verhalten aufweisen.. Eine mögliche geringfügige Differenz wird im wesentlichen durch eine asymmetrische Luflastverteilung an den beiden Tragflächen hervorgerufen, welche unter der Kenntnis von Spoilerausschlägen und Fluggeschwindigkeit analytisch mittels adaptiver Schwellwerte im Rahmen der Fehlererkennung berücksichtigt wird. In einem Klemmfall hingegen verändern sich die mechanischen Eigenschaften

eines der beiden Teilsysteme signifikant und damit auch dessen dynamisches Verhalten. Bei einer identischen Anregung durch die beiden Antriebssysteme 8, 9 führt dies zu unterschiedlichen Zuständen in diesen beiden Teilsystemen. Dabei fungiert das fehlerfreie Teilsystem gleichsam als Referenzsystem für das fehlerbehaftete Teilsystem. Ein Signalvergleich zwischen den Zuständen an den jeweiligen Enden der beiden Antriebsstränge und/oder zwischen anderen symmetrischen Zuständen der linken und rechten Teilsysteme 1,2 führt daher in einem Klemmfall zu Differenzen, die im fehlerfreien Normalfall nicht entstehen würden und die daher zu detektieren sind.

Um ein Materialversagen auszuschließen, wird nun bei einer durch einen Klemmfall verursachten Überschreitung von vorgegebenen Schwellwerten für die Zustandsdifferenzen die Antriebseinheit 7 abgeregelt. Ergänzend wird durch eine vorgegebene Nachgiebigkeit der Elemente zwischen der Antriebseinheit 7 und dem ersten Abtrieb eine reduzierte Belastung der Abtriebe im Klemmfall erzielt, ohne die Dominanz eines Klemmfalls auf die Zustände eines Teilsystems zu verringern. Die Auswertung der zur Fehlererkennung in einem solchen Klemmfall notwendigen Signale und die Initialisierung einer kontrollierten Abregelung der zentralen Antriebseinheit 7 erfolgt dabei in der Kontrolleinheit 23, die ihrerseits Bestandteil eines Ansteuerungs- und Überwachungsrechners 24 für das Hochauftriebsklappensystem ist.

Fig. 2 zeigt im Detail eine schematische Darstellung der Komponenten eines der Antriebsstränge 8, 9 für die Landeklappen 3 bis 6, wie sie in der Anordnung gemäß Fig. 1 zu erkennen sind. Das System wird, wie schon

erwähnt, dabei durch die zentral im Rumpf installierte hydromechanische Antriebseinheit 7 beaufschlagt. Aus Redundanzgründen sind zwei identisch aufgebaute Antriebsstränge vorgesehen, die jeweils einen Hydromotor inklusive der zugehörigen Steuerungselemente sowie eine hydraulisch entsperrbare Bremse aufweisen und die über ein Differentialgetriebe miteinander verbunden sind. Ein der Antriebseinheit 7 nachgeschaltetes Getriebe in 7 stellt die gewünschte Gesamtübersetzung her und dient zum Anschluß des linken bzw. rechten Antriebsstranges 8, 9. Angemerkt sei, daß aus Gründen der Übersichtlichkeit der Darstellung in Fig. 2 der Antriebsstrang 8 zweigeteilt ausgebildet ist, wobei sich in der Wirklichkeit der im oberen Teil der Figur gezeigte Teil des Antriebsstranges an das linke Ende des im unteren Teil der Figur dargestellten Teiles dieses Antriebsstranges anschließt.

Gemäß der Darstellung in Fig. 2 weist der als Wellenttransmissionssystem ausgebildete Antriebsstrang 8 zwei unterschiedliche Arten von Umlenkgetrieben auf. Ein rechtwinkliges Umlenkgetriebe 26 führt den Strang aus der Rumpfmitte an die Hinterkante des Flügelkastens. Im Bereich des Flügelknicks wird der Wellenstrang von einem winkeligen Getriebe 27 umgelenkt. Über eine Anzahl von gleichartig aufgebauten Stützlagern 28 zwischen einzelnen Wellensegmenten wird der Wellenstrang an der in der Figur nicht dargestellten Flügelstruktur gelagert. Kardangelenke 29 und Längenausgleichselemente 30 verhindern Verspannungen bei einer Flügeldurchbiegung. An den äußeren Enden des Antriebsstranges 8 sind die bereits erwähnten hydraulisch betätigten Bremsen 13 angeordnet, die im Fehlerfall, z.B. bei einem Wellenbruch, aktiviert werden und die somit eine asymmetrische

Stellung der Landeklappen beider Flügelhälften verhindern. Zur gewichtsoptimalen Systemauslegung sind weiterhin in den Antriebssträngen 8, 9 jeweils vor der Antriebseinheit 7 Systemlastbegrenzer 25 installiert.

An der Antriebseinheit 7 und an den beiden äußereren Enden der Antriebsstränge 8, 9 befinden sich schließlich der bereits erwähnte Winkelpositionsgeber 17 sowie die beiden Asymmetrie-Geber 15, 16, mit denen die aktuelle Position der Landeklappen bestimmt und ggf. eine asymmetrische Stellung der Klappen erkannt werden kann.

Die Führungsstationen haben die Aufgabe, die Landeklappen in einer definierten Stellung zum Tragflügel zu halten bzw. zu führen. Die Klappenkörper sind dabei jeweils über eine Antriebstange mit dem zugeordneten Antrieb oder Aktuator 10 verbunden. Durch eine Bewegung des Antriebs wird die Klappe ausgefahren und in die gewünschte Position für Reiseflug, Start und Landung gebracht. Dabei existiert ein eindeutiger kinematischer Zusammenhang zwischen der Wellen- und der Klappenposition der jeweiligen Landeklappe. Die einzelnen Antriebsstationen sind durch die jeweils zugeordneten Abzweiggetriebe 11 mit dem Antriebsstrang 8 verbunden, wobei zwischen jedem Abzweiggetriebe 11 und dem jeweiligen Rotationsaktuator 10 noch ein Aktuatorlastbegrenzer 32 mit einem angeflanschten Umlenkgetriebe angeordnet ist. Dieser Lastbegrenzer 32 verhindert eine Überbeanspruchung der Klappe bzw. der Struktur der Klappenführungskinematik, indem er bei Erreichen des Auslösemoments anspricht und das gesamte System durch Bremswirkung stilllegt. Das Reaktionsmoment wird dabei von der Befestigung des Lastbegrenzers 32 an die Flügelstruktur abgegeben.

Bei dem vorangehend beschriebenen Ausführungsbeispiel wurden durch einen Vergleich der Signale der beiden Asymmetrie-Geber 15, 16 und dem an der Antriebseinheit 7 angeordneten Winkelpositionsgeber 17, d. h. zwischen den Zuständen an diesen Komponenten in einem Klemmfall Differenzen zwischen dem linken und dem rechten Antriebsstrang, die im fehlerfreien Normalfall nicht vorhanden sind, detektiert. Im nachfolgenden Ausführungsbeispiel soll der Ablauf einer signalbasierten Diagnose mit Hilfe eines sogenannten strukturdiskreten Modells zur Nachbildung des Verhalten des in Fig. 2 gezeigten Antriebssystems für ein Hochauftriebssystem eines Verkehrsflugzeuges auf der Basis eines numerischen Simulationsmodells erläutert werden. Die modellmäßige Beschreibung ist dabei mit Ausnahme der Antriebseinheit 7 auf nur eine Flügelhälfte und somit auf ein Teilsystem 1, 2 beschränkt. Mittels Simulation des so entstandenen Modells soll das physikalische Verhalten des Systems sowohl für den Nominal- als auch für den Klemmfall aufgezeigt werden. Durch einen Vergleich der Ergebnisse mit gemessenen Werten des realen Systems kann so das Modell für alle Bewegungs- und Lastzustände verifiziert werden. Das nichtlineare Streckenmodell des Antriebssystems stützt sich dabei auf eine an sich bekannte mathematische Beschreibung, wobei dieses Modellkonzept auf der Annahme eines druckgesteuerten Ventilschiebers und eines Schrägscheiben-Axialkolbenmotors basiert.

Der allgemeine Wellenabschnitt, mit dem das Antriebssystem approximiert wird, wird durch das in Fig. 3 veranschaulichte Ersatzmodell abgebildet, das ein elastisches Wellenelement mit der Steifigkeit c und

der Strukturdämpfung d unter Berücksichtigung eines Spiels ϕ_b , einer äußereren Reibung M_R , eines Massenträgheitsmomentes J und eines Getriebes, beschrieben in Form einer Übersetzung i und eines Wirkungsgrades η , modelliert. Die mechanischen Lastbegrenzer sind durch entsprechende mechanische Anbindungen 41, 42 ersetzt. Mit der symbolischen Darstellung der Antriebsseinheit 7, von drehantriebsübertragenden Schaftelelementen 43 bis 45, der im Bereich der Flügel spitzen angeordneten Bremsen 13, den Abzweiggetrieben 11, den Rotationsaktuatoren 10 sowie durch entsprechende Luftlasten 46 werden durch die in Fig. 3 gezeigte Anordnung die mechanischen Gegebenheiten eines Systems von Hochauftriebsklappen ohne mechanischen Lastbegrenzer simuliert.

In dem Modell erhält die Antriebsseinheit 7 ein Kommandosignal i vom Ansteuerungs- und Überwachungsrechner 24 für das Hochauftriebsklappensystem. Die Antriebsseinheit 7 und jedes weitere Element übertragen auf den nachfolgenden Wellenabschnitt einen Drehwinkel φ und eine Winkelgeschwindigkeit ω . Gleichzeitig werden die Elemente durch die Momente M belastet, die sich als Reaktionsmomente aus den Zuständen des jeweils nachfolgenden Wellenabschnittes ergeben. Um die Funktion der Abzweiggetriebe 11 zu realisieren, werden die Bewegungszustände $\varphi_{s,i}$ und $\omega_{s,i}$ mit $i \in [1,5]$ sowohl auf die Schaftabschnitte $i+1$ als auch auf die Eingänge der Abzweiggetriebe i übertragen. Darüber hinaus werden die Schaftabschnitte i mit der Summe aus den Reaktionsmomenten $M_{DD,i}$ und $M_{S,i+1}$ belastet. Die im Flug auf die Abschnitte der Rotationsaktuatoren i wirkenden

Luftlasten $M_{L,i}$ sind in Kennlinien abgelegt und stellen eine Funktion der Positionen der Antriebshebel der Rotationsaktuatoren $\phi_{R,i}$ und der Spoilerwinkel δ_s,i dar.

Bei dem in Fig. 4 dargestellten Klappenantriebssystem handelt es sich in Realisierung dieses Verfahrens um einen elektronisch geregelten Überlastschutz durch eine signalbasierte Diagnose. Das Antriebssystem ist weitgehend identisch zu dem in Fig. 1 dargestellten aufgebaut und dient zur Ansteuerung zweier Hochauftriebsklappen 103, 104 bzw. 105, 106 an den Hinterkanten eines Tragflügels über eine zentrale Antriebseinheit 107 sowie über zwei Antriebsstränge 108, 109, Abzweiggetriebe 111, 112 sowie mechanische Aktuatoren 110. Auch in diesem Fall sind im äußeren Endbereich der Antriebsstränge 108, 109 hydraulisch betätigbare Bremsen 113, 114 und Asymmetrie-Geber 115, 116, ferner an der Antriebseinheit 107 ein Winkelpositionsgeber 117 vorgesehen. Zusätzlich zu den Transmittereinheiten 118 bis 120 und entsprechende Signalleitungen sind in diesem Fall jedoch an den Antriebssträngen 108, 109 jeweils in unmittelbarer Nähe der Abzweiggetriebe 111, 112 weitere Signalgeber 125, 126 vorgesehen, die ebenfalls mit der Kontrolleinheit 123 verbunden sind. Letztere ist zusätzlich mit zwei Einheiten 127 zur Spektralanalyse sowie einer Einheit 128 zur Ermittlung der Residuen ausgestattet, deren Bedeutung und Funktion nachfolgend erläutert werden soll.

Das mit dieser Anordnung realisierte signalgestützte Verfahren entnimmt die Fehlerinformation zur Diagnose aus der Messung signifikanter Signale des Hochauftriebssystems. Die Merkmalsextraktion dieser

Signale basiert dabei auf einer in den Einheiten 127 vorgenommenen Spektralzerlegung mit Hilfe von Legendre-Polynomen, so daß ein charakteristisches Spektrum entsteht. Aus den Anteilen der jeweiligen Elementarsignale für den Nominal- und den Klemmfall lassen sich damit stellvertretende Gebiete für den jeweiligen Betriebszustand entwickeln. Diese Gebiete können mit Hilfe von Grenzwerten voneinander getrennt werden, so daß eine Überschreitung dieser Schwellwerte einen Übergang in den Klemzzustand bedeutet. Auf diese Weise ist der Fehler diagnostiziert und das System kann in einen sichereren Zustand überführt werden.

Das orthogonale Funktionssystem der Legendre-Polynome der Ordnung i ist im Definitionsbereich $z \in [-1,1]$ als

$$(1) \quad L_i(z) = \frac{1}{2^i \cdot i!} \cdot \frac{d^i}{dz^i} \cdot (z^2 - 1)^i, \quad z \in (-1,1),$$

definiert. Ausgehend von der Zusammenfassung der orthogonalen Polynome $L_i(z)$ in einen Basisfunktionsvektor $P_n(z)$ und der Monome $\theta_n(z)$ in einen Monomvektor $\theta_n(z)$ n -ter Ordnung können die Polynome durch die Systemkoeffizienten-Matrix kompakt notiert werden:

$$(2) \quad P_n(z) = [L_0(z) \ L_1(z) \ \dots \ L_n(z)]^T \\ = \bar{P}_n \cdot \theta_n(z).$$

Wie bekannt, können periodische Signale mit der Fourier-Reihenentwicklung in ihre Spektren, d.h. in sinus- und cosinusförmige Anteile, zerlegt werden. Entsprechend können Signale $f(z)$, die auf einem Intervall $z \in (a,b)$ definiert sind, durch die Basisfunktionen orthogonaler Funktionssysteme approximiert werden. Die beste Approximation einer

reellwertigen Funktion $f(z), z \in (a,b)$, die im Intervall (a,b) den dirichletischen Bedingungen genügt, ist im Sinne einer minimalen L_2 -Norm die verallgemeinerte Fourier-Reihe

$$(3) \quad \begin{aligned} f(z) &= \sum_{i=0}^{\infty} k_{lg,i} \cdot P_i(z) \\ &= \sum_{i=0}^N k_{lg,i} \cdot P_i(z) + e_{sa,f}(z) \\ &\approx \hat{f}(z) = \sum_{i=1}^N k_{lg,i} \cdot P_i(z) = k_{lg} \cdot P(z) \end{aligned}$$

mit dem Koeffizientenvektor k_{lg} und dem Basisfunktionsvektor $P(z)$. Bei der speziellen Entwicklung nach den Legendre-Polynomen $P_i(z) = L_i(z), z \in (-1,1)$ können die Entwicklungskoeffizienten $k_{lg,i}$ für eine allgemeine Spektralzerlegung mit

$$(4) \quad k_{lg,i} = \frac{2 \cdot i + 1}{2} \int_{-1}^1 f(z) \cdot L_i(z) dz$$

bestimmt werden. Um mit Hilfe dieser Spektralzerlegung den fehlerfreien Zustand vom Klemmfall zu differenzieren, wird nun ein stellvertretendes Referenzprofil für den fehlerfreien Betriebszustand bestimmt. Damit dieses Referenzprofil ein breites Spektrum der möglichen fehlerfreien Betriebszustände repräsentiert, wird eine sinnvolle Kombination und Variation der Systemeingänge $(\varphi_{soll}, M_{LL}, f_{kf} = 0)$ berücksichtigt. Die noch herzuleitende Systemanregung wird zunächst mit $\varphi_{soll}^{ref}, M_{LL,i}^{ref}$ bezeichnet. Wie Fig. 5 dokumentiert, zeigt sich die Systemantwort des Nominalbetriebs in Signalverläufen $f^{ref}(t,x)$, die sowohl vom Ort x als auch von der Zeit t abhängen. Der Kern der Diagnose besteht nun aus einer Spektralzerlegung

der Signale $f^{ref}(t,x)$ durch ein Legendre-Polynom, so daß ein charakteristisches Frequenzspektrum entsteht. Durch die Zerlegung der Signale $f^{ref}(t,x)$ in Elementarsignale entsteht ein n -dimensionaler Koeffizientenvektor k_{lg}^{ref} , der als Paritätsvektor gedeutet werden kann. Folglich stellt man das Signal $f^{ref}(t,x)$ durch sein Frequenzspektrum als Punkt im R^n dar. Für die Gesamtheit aller fehlerfreien Betriebszustände spannen die jeweiligen Koeffizienten einen n -dimensionalen Paritätsraum K_{lg}^{ref} auf. Ausgehend von dem Ansatz, innerhalb der Variationsbreite von möglichen Randbedingungen, unter denen ein Klemmfall entstehen kann, den für diese Anwendung ungünstigsten Zustand zu berücksichtigen, kommt es zu einer Systemanregung der Form $\varphi_{soll}^f, M_{LL,i}^f, f_f \neq 0$.

In Anlehnung an die oben beschriebene Vorgehensweise führt eine Spektralanalyse der Systemantwort $f^f(t,x)$ über die Gesamtheit der Koeffizienten k_{lg}^f zu einem n -dimensionalen Paritätsraum K_{lg}^f . Eine Differenzierung der entstehenden Koeffizienten k_{lg}^{ref}, k_{lg}^f , ist im Paritätsraum mit Hilfe geeigneter Grenzen $k_{lg,lim}$ zu erzielen. Eine Online-Überwachung des Frequenzspektrums k_{lg} einer geeigneten Prozeßgröße $f(t,x)$ führt dann bei Überschreitung der Schwellwerte $k_{lg,lim}$ zur gewünschten Fehlererkennung.

Die Systemeingänge lassen sich in ein Lastprofil $M_{LL,i}^{ref}(t)$ und ein Bewegungsprofil $\varphi_{soll}^{ref}(t)$ unterteilen. Die

eingeprägten äußeren Luftlasten $M_{LL,i}$ stellen eine Funktion des Klappenwinkels dar und sind somit von der Position des jeweiligen Aktuators abhängig. Weiterhin haben die Spoiler einen erheblichen Einfluß auf die Lastmomente. Die sich während des Ausfahrvorgangs ergebende Kennlinie für die maximalen Betriebslasten am dritten Rotationsaktuator M_{LL3}^{ns} ohne Spoilerausschlag bzw. M_{LL3}^{fs} mit vollem Spoilerausschlag an einer Außenklappe eines Verkehrsflugzeuges sind in Fig. 6 normiert als Funktion der Aktuatorposition φ_{RA3} dargestellt. Da während des Positionierens der Landeklappen keine Einschränkung bei der Betätigung der Spoiler existiert und diese eine Aus- bzw. Einfahrzeit von jeweils etwa $t=0.5\text{ s}$ aufweisen, wird im Fall des hier beschriebenen Ausführungsbeispiels mit einer Frequenz von $f=2\text{ Hz}$ zwischen den angesprochenen Betriebszuständen gependelt. Unter Vernachlässigung von Böen sind auf diese Weise nahezu alle erdenklichen Lastzustände beschreibbar. Asymmetrische Lastzustände, sogenannte Roll-Spoiler, werden hierbei nicht berücksichtigt. Das sich auf diese Weise ergebende Lastprofil ist exemplarisch für das ein Abzweiggetriebe bei einer konstanten Drehzahl der Antriebseinheit von $n=1000\text{ U/min}$ in Fig. 6 dargestellt und dient im folgenden als Lastprofil $M_{LL,i}^{ref}(t)$ für den Nominalbetrieb des Hochauftriebssystems. Für das Bewegungsprofil wird hier zunächst ausschließlich der Ausfahrzyklus betrachtet. Ausgehend von einem eingefahrenen Hochauftriebssystem $\varphi_{PCU}=0^\circ$, werden nacheinander die fünf diskreten Sollpositionen $\varphi_{PCU,j}; j \in [1,5]$ angefahren. Nach Erreichen einer Sollposition $\varphi_{PCU,j}$ wird das System

für eine bestimmte Zeit angehalten, bevor die Anfahrsequenz für die nächste Position $\varphi_{PCU,j+1}$ beginnt. Das entstehende unbelastete Bewegungsprofil, welches die Systemanregung φ_{soll}^{ref} darstellt, ist für die normierte Drehzahl der Antriebseinheit n_{PCU} in Fig. 6 visualisiert. Eine Simulation des Evaluierungsmodells mit den oben beschriebenen Lastverläufen M_{LL}^{ref} und Bewegungsverläufen ω_{PCU}^{ref} liefert dann das gewünschte Referenzprofil für den Nominalfall.

Unter der Annahme, daß eine große Steigung dM/dt die zur Lastbegrenzung verfügbare Zeitspanne Δt_k reduziert, werden die ungünstigsten Randbedingungen durch die Abschätzung einer starren Führungskinematik $c_{kk} \rightarrow \infty$ und einer sprunghaften Verzögerung $\omega_{RA,out}(t_k) = 0$ zum Klemmzeitpunkt t_k beschrieben. Somit ist der Fehler f_k definiert. Darüber hinaus erreicht die Zeitspanne Δt_k ihren minimalen Betrag sowohl für kleine Momentenreserven $\Delta M = M_{DD,max} - M_{DD}(t_k)$ als auch für maximale Drehzahldifferenzen $\Delta\omega = \omega_{DD}(t_k) - \omega_{DD}(t_k + \Delta t_k)$. Konsequenterweise führt die konservativste Abschätzung der Randbedingungen einerseits zu maximalen Luftlasten, wodurch ΔM minimal wird und andererseits zum Klemmen des Systems bei Nenndrehzahl $\omega_{DD}(t_k) = \omega_{nenn}$, so daß die Drehzahldifferenz $\Delta\omega$ maximal wird. Beide Tendenzen der Randbedingungen bewirken eine weitere Reduktion der zur Verfügung stehenden Zeit Δt_k . Exemplarisch sind daher in Fig. 7 die normierten Last- und Bewegungsprofile im Klemmfall über der Zeit dargestellt. Das

Hochauftriebssystem wird im Intervall $t \in [0,1.5] \text{ s}$ aus dem Ruhezustand auf die Nenndrehzahl beschleunigt. Sobald ein quasistationärer Drehzahlzustand erreicht ist, werden die Luftlasten $M_{LL,i}$ zum Zeitpunkt $t = 3.1 \text{ s}$ rampenförmig erhöht, bis die maximalen Luftlasten zum Zeitpunkt $t = 5.2 \text{ s}$ erreicht sind. Abschließend wird zum Zeitpunkt $t = 5.4 \text{ s}$ die Ausgangsdrehzahl des Aktuators ω_{RA3} sprungförmig zu null gesetzt. Aus der Überlagerung der beschriebenen Eingänge entsteht das gesuchte Lastprofil M_{LL}^k sowie das Bewegungsprofil φ_{soll}^k bzw. φ_{PCU}^k .

Die Sensorik des Hochauftriebssystems legt es nahe, die Signalverläufe $f(t,x)$ im Hauptwellenstrang zur Fehlererkennung heranzuziehen, wodurch eine sensorminimale Lösung gefunden werden kann. Die Differenzen zwischen den Schnittmomenten vor und nach einem Abzweiggetriebe im Hauptwellenstrang, d.h. die Getriebemomente selbst, können unter Vernachlässigung des Spiels ϕ_{bl} , der Strukturdämpfung d und nahezu identischer Störlastmomente $M_{DD,i} - M_{DD,i+1} \approx 0$ als Funktion der Steifigkeiten c sowie der entsprechenden Positionen φ wie folgt dargestellt werden

$$(5) \quad \begin{aligned} S_{\varphi,1} &= c_{s1} \cdot (\varphi_{PCU} - \varphi_{s1}) - c_{s2} \cdot (\varphi_{s1} - \varphi_{s2}), \\ S_{\varphi,2} &= c_{s2} \cdot (\varphi_{s1} - \varphi_{s2}) - c_{s3} \cdot (\varphi_{s2} - \varphi_{s3}), \\ S_{\varphi,3} &= c_{s3} \cdot (\varphi_{s2} - \varphi_{s3}) - c_{s4} \cdot (\varphi_{s3} - \varphi_{s4}), \\ S_{\varphi,4} &= c_{s4} \cdot (\varphi_{s3} - \varphi_{s4}) - c_{s5} \cdot (\varphi_{s4} - \varphi_{s5}), \\ S_{\varphi,5} &= c_{s5} \cdot (\varphi_{s4} - \varphi_{s5}), \end{aligned}$$

In diesen Signalen werden die prinzipiell schon vorhandenen Signale des Asymmetrie-Gebers APPU φ_{ss} und des Winkelpositionsgebers FPPU φ_{PCU} ausgenutzt. Fig. 8

zeigt unter den oben beschriebenen Randbedingungen ein normiertes Signalmuster, bestehend aus den Stützstellen $S_{\varphi,i}$, $i \in [1,5]$ vor dem Klemmfall zum Zeitpunkt $t=2.5\text{ s}$ und nach dem Klemmfall des dritten Abzweiggetriebes zum Zeitpunkt $t=6\text{ s}$. Der Anstieg des Niveaus von etwa $M/M_n \approx 0$ auf $M/M_n \approx 0.5$ ist mit der Aufschaltung der Luftlasten im Zeitintervall $t \in [3.1,5.2]\text{ s}$ zu erklären. Ferner interessiert die aus diesem Klemmfall resultierende Lastspitze des Moments $M(S_{\varphi,3})$. Betrachtet man einen Feder-Masse-Torsionsschwinger, wie es in diesem Fall das Hochauftriebssystem darstellt, so ist dieser bestrebt, die potentielle Federenergie in eine kinetische Energie umzuwandeln. Während des fehlerfreien Betriebs findet somit ein permanenter Wechsel zwischen kinetischer und potentieller Energie der Wellenelemente im Hauptwellenstrang statt. Weiterhin wird aber auch Arbeit gegen die Störlasten verrichtet, so daß die Energie ebenfalls abfließt. Folglich kann ein großes Potential zwischen zwei benachbarten Wellen nur durch unterschiedliche Störlastmomente $M_{DD,i}$ entstehen. Unter der Annahme nahezu gleicher Störlastmomente stellt der Klemmfall den einzigen Zustand dar, in dem sich ein signifikantes Potential aufbaut, weil die Leistung der Antriebseinheit komplett in diesen Teil des Antriebsstrangs geleitet und nicht über den Hauptwellenstrang entsprechend der Luftlasten verteilt wird. Das Potential kann sich nicht mehr in einer rotatorischen Bewegung abbauen, da die Masse festgehalten wird. Dieses Potential zeigt sich in der Momentendifferenz $M(S_{\varphi,3})$.

Um eine qualitative Aussage über die Form der Signale treffen zu können, werden die Verläufe $M(S_{\varphi,i})$ für jeden Zeitschritt $\Delta t_r = 0.005$ durch ein Legendre-Polynom achter Ordnung approximiert. Die damit verbundene Spektralzerlegung des Signals liefert für jeden Abtastpunkt, also für jeden Verlauf $M(S_{\varphi,i})$, ein charakteristisches Frequenzspektrum des Signalmusters in Form eines (8×1) -dimensionalen Koeffizientenvektors k_{lg}^f . Durch die Anwendung des beschriebenen Verfahrens auf das Referenzprofil lässt sich wiederum für jeden Zeitschritt ein repräsentativer Koeffizientenvektor k_{lg}^{ref} für den fehlerfreien Betriebszustand bestimmen. Durch die Gesamtheit aller Koeffizientenvektoren k_{lg}^{ref} für jeden Zeitschritt Δt_r wird ein begrenzter achtdimensionaler Koeffizientenraum K_{lg}^{ref} aufgespannt, der den fehlerfreien Systemzustand repräsentiert. Ausgehend von den zeitlichen Verläufen der angesprochenen Koeffizienten k_{lg}^f , kann eine erhebliche Distanzierung vom aufgespannten, begrenzten Koeffizientenraum K_{lg}^{ref} des Referenzprofils festgestellt werden.

Nachfolgend soll die Durchführung einer signalbasierten Lastreduktion veranschaulicht werden. Für den vorangehend diskutierten Klemmfall des dritten Aktuators erweisen sich die Koeffizienten 3. Ordnung $k_{lg,3}$ und 5. Ordnung $k_{lg,5}$ als aussagefähig zur Erkennung des Klemmfalls, so daß der achtdimensionale Koeffizientenraum aus Gründen der Darstellung auf einen zweidimensionalen Unterraum reduziert werden kann. Fig.

9 zeigt dabei den ausgewählten Unterraum für den fehlerfreien Referenzfall. Die Begrenztheit des Raumes bestätigt die Vermutung ähnlicher Momentendifferenzen $M(S_{\rho,i})$ im fehlerfreien Zustand während der gesamten Betriebszeit, da unterschiedliche Momentendifferenzen zu verschiedenen Signalmustern und somit zu stark schwankenden Koeffizienten führen würden. Folglich wurden die Annahmen einer permanenten Umwandlung von potentieller Energie in kinetische Energie und ähnlicher Störlasten $M_{DD,i}$ bestätigt. Eine Überlagerung des Unterraums durch das entsprechende Koeffiziententupel des diskutierten Klemmfalls für das Zeitintervall $t \in [5.4,6]$ s zeigt eine eindeutige Abgrenzung der beiden Betriebszustände.

Wie Fig. 9 dokumentiert, verläßt das Tupel $(k_{lg,3}, k_{lg,5})$ im Klemmfall für $t \rightarrow 6$ s deutlich den Unterraum des Referenzprofils. Unterteilt man beispielsweise diezählbare Menge $E = \{(k_{lg,3}^{ref}, k_{lg,5}^{ref})\}$ durch die Schwellwerte $k_{lg,3,lim}$ und $k_{lg,5,lim}$ so, daß jeweils 95% der Elemente des jeweiligen Vektors $k_{lg,3,5}^{ref}$ innerhalb der in Fig. 9 dargestellten Grenzen liegen, so entsteht die dunkelgrau hinterlegte Fläche, die in diesem Fall als stellvertretend für den fehlerfreien Betrieb des Systems angesehen werden kann. Da somit bereits maximal 5% aller Elemente des Unterraums außerhalb der aufgespannten Fläche liegen, müssen zur Klemmfallerkennung und Bestätigung drei Koeffizientenpaare $(k_{lg,3}, k_{lg,5})$ nacheinander außerhalb der Grenzwerte $k_{lg,3,lim}$ und $k_{lg,5,lim}$ liegen. Mit dieser Aufteilung der Paritätsräume für den Nominal- und den Klemmfall

ist ein mögliches Diagnoseverfahren vollständig entworfen.

Ist der Klemmfall durch diese Forderung diagnostiziert, werden sowohl die Bremsen an den Flügel spitzen und die hydraulisch entsperrbaren Bremsen aktiviert, als auch die Antriebseiheit abgeregelt. Eine Simulation des untersuchten Klemmfalls durch das Evaluierungsmodell mit einer Online-Diagnose des geschilderten Verfahrens liefert das in Fig. 10 dargestellte normierte Ergebnis. Dabei steigt das Schnittmoment $M_{DD3,o}$ nach dem Klemmen des dritten Aktuators zum Zeitpunkt $t=5.4\text{ s}$ rapide an. Zum Zeitpunkt $t=5.63\text{ s}$ erkennt das Diagnoseverfahren den Klemmfall und aktiviert die angesprochenen Bremsen. Das zwischen den Bremsen und dem Klemmort verspannte Abzweiggetriebe wird mit einem Moment belastet, das während der gesamten aktiven Lastreduktion deutlich unterhalb der maximal zulässigen Belastung liegt. Damit ist gezeigt, daß bei dem hier beschriebenen Diagnoseverfahren trotz vieler Vereinfachungen in der Diagnostik die eingangs formulierte Forderung erfüllt wird, den Klemmfall vor Erreichen der maximalen Lasten am Abzweiggetriebe durch ein Signalmuster zu erkennen. Die Anwendung des Verfahrens auf die verbleibenden Klemmfälle an den anderen Antriebsstationen führt zu ähnlichen Ergebnissen.

Eine andere Möglichkeit, Fehler in technischen Systemen erkennen zu können, stellt die spezifische, über die einfache Messung der Prozeßeingangs- und -ausgangsgrößen hinausgehende Erfassung von Informationen dar. Verfahren, die mit einem mathematischen Referenzmodell arbeiten, um diese zusätzlichen Informationen zu generieren, sowie

gemessene mit berechneten Größen verglichen, werden dabei als modellbasierte Verfahren bezeichnet. Der Klemmfehler f_k soll dabei mit Hilfe der Modellreferenzverfahren erkennbar gemacht werden, indem die Abweichung des Prozeßverhaltens vom Verhalten des Nominalmodells durch sogenannte Residuen angezeigt wird. Diese entstehen, indem gemessene Signale mit geschätzten Signalen verglichen werden. Im fehlerfreien Fall sollte sich ein jeweils sehr kleiner Residuenwert ergeben. Bei einem Fehler muß an mindestens einem Residuum ein deutlich von null abweichender Wert erkennbar sein.

Um ein entsprechendes Referenzmodell zu entwickeln, wurde bei dem nachfolgend beschriebenen Ausführungsbeispiel in einem ersten Schritt für das strukturdiskrete Modell nach Fig. 3 ein Zustandsraummodell der Ordnung $n=56$ aufgestellt. Neben einem vollständigen Evaluierungsmodell für die Bewertung des Hochauftriebssystems ist für den Beobachter ein Entwurfsmodell niedriger Ordnung nötig. Dieses Modell sollte dabei die wesentlichen dynamischen Eigenschaften des zu beobachtenden Systems repräsentieren. Um auszuwählen, welche Eigenwerte des Originalsystems als wesentlich gelten und folglich in das reduzierte System übernommen werden müssen, werden zunächst die Litz'schen Dominanzmaße D_k der Eigenwerte des Hochauftriebssystems in Bezug auf das Bewegungsverhalten des Hauptwellenstrangs, wie in Fig. 11 dargestellt, betrachtet. Dabei sind die Eigenwerte dem Betrag nach geordnet, die Dominanzmaße von konjugiert komplexen Eigenwerten sind jeweils gleich. Eine Klassifizierung der Eigenkreisfrequenzen nach ihrem Dominanzmaß führt erwartungsgemäß auf die

niedrigen Moden 1, 2, 3, 4 und 7. Diese sind in das reduzierte System zu übernehmen.

Um die Annahme zu bestätigen, daß die Elemente des Hauptwellenstrangs in Bezug auf dessen Führungs- und Störverhalten dominant sind, muß die Frage beantwortet werden, ob den Eigenkreisfrequenzen diese Elemente zugeordnet werden können. In diesem Fall können die Abzweiggetriebe als Proportionalglied dargestellt werden, ohne die Systemdynamik signifikant zu verfälschen. Dabei liefert die Energieverteilung der potentiellen Energie auf die Steifigkeitsstellen sowie die Aufteilung der kinetischen Schwingungsenergien auf die Massenträgheitsmomente zusätzliche Informationen. Wie die in Fig. 12 gezeigt Verteilung der potentiellen Federenergie in der ersten Eigenform für das Hochauftriebssystem zeigt, wird diese mit deutlichem Abstand zu den Abzweiggetrieben im Schaft 1 umgesetzt.

Die Analyse der Verteilung der kinetischen Energie auf die Massenträgheitsmomente fällt ebenfalls deutlich aus. Praktisch die gesamte kinetische Schwingungsenergie wird im Rotor der Antriebseinheit umgesetzt. Durch die Modalanalyse ergibt sich somit folgendes Ergebnis: Bei Drehschwingungen der ersten Eigenfrequenz im Antriebsstrang des Hochauftriebssystems handelt es sich vornehmlich um eine Schwingung des Rotors der Antriebseinheit bei hauptsächlicher Torsion des ersten Schaf tes. Die hier exemplarisch diskutierte Analyse der ersten Eigenfrequenz zeigt für die verbleibenden dominanten Eigenfrequenzen, daß diese ebenfalls dem Hauptwellenstrang zugeordnet werden können. Weiterhin zeigt sich, daß die Abzweiggetriebe und insbesondere die Aktuatoren aufgrund ihrer hohen Übersetzung die Dynamik

des Hauptwellenstrangs vernachlässigbar beeinflussen. Folglich werden die Abzweiggetriebe im reduzierten Modell als Proportionalglied zwischen den Luft- $M_{L,i}$ und den Störlasten $M_{D,i}$ beschrieben, so daß ein Zustandsraummodell der Ordnung $n=10$ entsteht, das die wesentlichen dynamischen Eigenschaften des zu beobachtenden Systems repräsentiert.

Dieses Verfahren zur modellgestützten Fehlererkennung mittels eines reduzierten Beobachters für einen Prozeß mit einem oder mehreren unbekannten Eingängen soll in dem nachfolgenden Ausführungsbeispiel exemplarisch für einen robusten Residuengenerator beschrieben werden, um das strukturelle Problem der Klemmfallerkennung zu demonstrieren. Die Darstellung in Fig. 13 zeigt dabei ein Klappenantriebssystem, das sich von dem anhand von Fig. 1 erläuterten System dahingehend unterscheidet, daß in diesem Fall ein elektronisch geregelter Überlastschutz durch eine derartige beobachtergestützte Fehlererkennung initialisiert wird. Das Antriebssystem ist wieder weitgehend identisch zu dem in Fig. 1 dargestellten aufgebaut und dient zur Ansteuerung zweier Hochauftriebsklappen 203, 204 bzw. 205, 206 an den Hinterkanten eines Tragflügels über eine zentrale Antriebseinheit 207 sowie über zwei Antriebsstränge 208, 209, Abzweiggetriebe 211, 212 sowie mechanische Aktuatoren 210. Auch in diesem Fall sind im äußeren Endbereich der Antriebsstränge 208, 209 hydraulisch betätigbare Bremsen 213, 214 und Asymmetrie-Geber 215, 216, ferner an der Antriebseinheit 207 ein Winkelpositionsgeber 217 vorgesehen. Zusätzlich zu den Transmittereinheiten 118 bis 120 und entsprechende Signalleitungen sind an den Antriebssträngen 208, 209 zwei weitere Signalgeber 225, 226 vorgesehen, die

ebenfalls mit der Kontrolleinheit 223 verbunden sind. Letztere ist zusätzlich mit zwei Beobachtereinheiten 227 sowie einer Einheit 228 zur Ermittlung der Residuen ausgestattet, deren Bedeutung und Funktion wieder nachfolgend erläutert werden soll.

Das Hochauftriebssystem besitzt Luftlasten als Störeingänge ν , die nicht gemessen werden können. Daher gibt es bei dem hier beschriebenen Verfahren die Möglichkeit zur Entkopplung der Residuen von diesen unbekannten Eingängen. Fig. 14 zeigt den strukturellen Aufbau eines der beiden Teilsysteme, bestehend aus der Regelstrecke des Hochauftriebssystems, dem Beobachter und den unbekannten Eingängen. Die unterschiedlichen Auswirkungen von Störungen ν auf die Zustandsgrößen ergeben sich durch die Matrix U . Die Klemmfälle lassen sich durch Zustandsfehler $L \cdot f_k$ beschreiben.

Der Beobachterentwurf wird im folgenden für eine sprungfähige Regelstrecke

$$(6) \quad \begin{aligned} \dot{x} &= A \cdot x + B \cdot u + U \cdot \nu + L \cdot f_k \\ y &= C \cdot x + D \cdot u \end{aligned}$$

betrachtet. Die Idee des Beobachters beruht auf der in Fig. 14 gezeigten Parallelschaltung des Regelstreckenmodells zur Regelstrecke, wobei das Modell um eine Rückführung $(G \cdot y)$ erweitert ist. Dabei existieren verallgemeinerte Beobachterzustände z , mit deren Hilfe sich durch geeignete Residuengewichtungsmatrizen W_y, W_z und W_u Residuen r generieren lassen. Die Gleichungen für den Beobachter lauten demnach:

$$(7) \quad \dot{\hat{z}} = F \cdot \hat{z} + J \cdot u + G \cdot y,$$

$$(8) \quad r = W_y \cdot y + W_z \cdot \hat{z} + W_u \cdot u,$$

wobei angenommen wird, daß im fehlerfreien Fall die Beobachterzustände z aus einer linearen Transformation T der Prozeßzustände hervorgehen

$$(9) \quad z = T \cdot x.$$

Daraus kann man die Dynamik des Zustandsschätzfehlers $e = \hat{z} - z = \hat{z} - T \cdot x$ berechnen:

$$(10) \quad \dot{e} = F \cdot e + (F \cdot T + G \cdot C - T \cdot A) \cdot x + (J + G \cdot D - T \cdot B) \cdot u - T \cdot U \cdot v - T \cdot L \cdot f_{kf}.$$

Setzt man e auch in die Residuengleichung (8) ein, erhält man

$$(11) \quad r = W_z \cdot e + (W_y \cdot C + W_z \cdot T) \cdot x + (W_y \cdot D + W_u) \cdot u.$$

Damit sowohl der Zustandsschätzfehler e , als auch das Residuum von den Prozeßzuständen x und den bekannten und unbekannten Eingängen u und v entkoppelt sind, sind folgende Bedingungen zu erfüllen:

$$\begin{aligned} (12) \quad & F \cdot T + G \cdot C = T \cdot A, \\ & J + G \cdot D = T \cdot B, \\ & T \cdot U = 0, \\ & W_y \cdot C + W_z \cdot T = 0, \\ & W_y \cdot D + W_u = 0. \end{aligned}$$

Darüber hinaus wird die Matrix F als Diagonalmatrix mit den stabilen Eigenwerten des Beobachters vorgesehen. Damit der Beobachtungsfehler schneller abklingt als das Übertragungsverhalten des zu beobachtenden Systems, müssen die Eigenwerte der Matrix F in der komplexen Ebene links von den dominanten Eigenwerten von A liegen. Damit sind die Matrizen des Systems mit Ausnahme von L bekannt. Um den durch L festgelegten Einfluß der Klemmlasten auf die Residuen

zu verstehen, wird unter Berücksichtigung der Forderungen (12) der aus (10) resultierende interne Zustandsschätzfehler

$$(13) \dot{e} = F \cdot e - T \cdot L \cdot f_k$$

betrachtet. Eine Laplace-Transformation des dynamischen Zustandsschätzfehlers und ein Einsetzen in Gleichung (11) zeigt die Wirkung der Fehler auf die Residuen gemäß folgender Übertragungsfunktion:

$$(14) r(s) = (W_z \cdot (s \cdot T - F)^{-1} \cdot T \cdot L) \cdot f_k.$$

Wie zu erkennen ist, beschreibt die Gleichung (14) das Eingabe-/Ausgabe-Verhalten zwischen den Residuen r und den Klemmfällen f_k . Dabei stellt L den Einfluß der Klemmfälle auf die Zustandsgrößen x dar. Im Klemmfall steigt das Moment am Ausgang des Aktuators an und kann somit als additive Luftlast interpretiert werden. Des weiteren werden die entstehenden Klemmlasten genauso wie die Luftlasten über die Abzweiggetriebe übertragen und wirken als Störlast auf das jeweilige Schaftelelement im Hauptwellenstrang. Folglich ist die Matrix L , die die Übertragung der Klemmlasten auf die Bewegungszustände x im Hauptwellenstrang beschreibt, identisch mit der Matrix U . Diese Eigenschaft führt unter Berücksichtigung der eingangs gestellten Forderungen (12) gemäß

$$\begin{aligned} (15) \quad r_s &= -(W_z \cdot (s \cdot I - F)^{-1} \cdot T \cdot L) \cdot f_k \\ &= -(W_z \cdot (s \cdot I - F)^{-1} \cdot T \cdot U) \cdot f_k \\ &= -(W_z \cdot (s \cdot I - F)^{-1} \cdot 0) \cdot f_k \\ &= 0 \cdot f_k \end{aligned}$$

zu der Tatsache, daß eine Entkoppelung der Residuen von den Luftlasten gleichbedeutend mit einer Entkoppelung von den Klemmlasten ist. Da die beiden Betriebszustände strukturell nicht zu trennen sind, besteht die einzige

Möglichkeit der Differenzierung in der Berücksichtigung des unterschiedlichen Zeitverhaltens der entstehenden Lasten. Der Gradient dM/dt geht für ein weiches Klemmen ($\Delta\omega \approx 0$) gegen null sowie für ein hartes Klemmen ($\Delta\omega \approx \infty$) gegen unendlich. Da somit $dM/dt \in [0, \infty]$ gilt, bedeutet dies, daß dieser Betriebsbereich die zeitliche Änderung der Luftlasten beinhaltet.

Wird die Empfindlichkeit des vorangehend beschriebenen Diagnoseverfahrens auf Störungen ν akzeptiert werden, so läßt sich die Möglichkeit einer Realisierung einer modellgestützten Klemmfallerkennung aufzeigen. Fig. 15 zeigt dabei sowohl die Sensorpositionen als auch den strukturellen Aufbau eines Beobachters. Neben dem Eingang

$$(16) \quad u = [\varphi_{PCU} \quad \omega_{PCU}]^T$$

ist die Differenz zwischen der gemessenen Ausgangsgröße

$$(17) \quad y_m = [\varphi_{ss} \quad \omega_{ss} \quad \varphi_{ss} \quad \omega_{ss} \quad M_{PCU}]^T$$

und der Ausgangsgröße des Modells als zusätzliche Eingangsgröße auf den Beobachter zurückgeführt. Simulationen zur Zustandsschätzung mit verschiedenen Sensorkonfigurationen haben gezeigt, daß diese Wahl der Sensoranordnung als sensorminimal anzusehen ist. Die bereits in heutigen Hochauftriebssystemen implementierte Sensorik am Ende der Wellentransmission und an der Antriebseinheit muß lediglich durch einen zentral zwischen diesen Positionen liegenden Sensor ergänzt werden, um die notwendige Güte des Beobachters zu gewährleisten. Darüber hinaus ist die Rückführmatrix S so gewählt, daß die Eigenwerte von $(A - S \cdot C)$ keinen Imaginärteil aufweisen und der Betrag dieser um den Faktor 20 größer ist als der Betrag der Realteile der dominierenden Eigenwerte der Regelstrecke.

Eine Beobachterbank zur Erkennung von Aktuatorfehlern zeichnet sich dadurch aus, daß man zum Betrieb des Beobachters jeweils alle verfügbaren Ein- und Ausgänge des Systems benutzt, aber einen einzelnen definierten Eingang bzw. Ausgang nicht berücksichtigt. Man spricht dann von einem verallgemeinerten Beobachterschema für die Aktuatorfehlererkennung. Der Paritätsraum mit der Koordinate

$$(18) \quad r_{gas} = \varphi_{s1} - \hat{\varphi}_{s1}$$

zeichnet sich in erster Linie durch die fehlende Rückführung des Positionssignals φ_{s1} auf den Beobachter aus. Weil im fehlerfreien Zustand dieser Wert durch den Beobachter richtig abgebildet wird und im Klemmfall nicht, entsteht durch einen Fehler eine signifikante Differenz zwischen der realen und der geschätzten Position. Der Beobachter nach Fig. 15 kann folglich im Klemmfall die entstehenden Zustandsschätzfehler nicht beheben. Eine Simulation der beschriebenen Anordnung nach Fig. 15 führt exemplarisch für den vorangehend beschriebenen Referenzfall bei einem Klemmfall des dritten Abzweiggetriebes zum Zeitpunkt $t=5\text{s}$ zu dem in Fig. 16 gezeigten zeitlichen Verlauf des Residuums r_{gas} . Dieses verläßt im Fehlerfall einen begrenzenden Schlauch $r_{gas} \in [r_{gas,\min}, r_{gas,\max}]$. Die limitierenden Grenzen sind dabei so gewählt, daß das Residuum im Referenzfall diesen Schlauch nicht verläßt. Die Güte der modellbasierten Lastbegrenzung entspricht der signalbasierten Klemmfallerkennung nach Fig. 10.

Zusammenfassend ergibt sich daraus, daß ein solches verallgemeinertes Beobachterschema in Kombination mit einem Verfahren unter der Annahme eines reduzierten

Beobachters für einen Prozeß mit einen oder mehreren unbekannten Eingängen die Grundlage für ein vollständiges modellgestütztes Diagnosesystem zu liefern vermag. Für alle vorangehend beschriebenen Verfahren der Fehlererkennung und der Lastbegrenzung im Störfall gilt darüber hinaus, daß sie in gleicher Weise sowohl auf die Hochauftriebsklappen an der Hinterkante eines Tragflügels als auch auf Vorflügel anwendbar sind.

03 HH 56

Anmelder: Airbus Deutschland GmbH, Kreetslag 10,
D-21129 Hamburg

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Verfahren zur Lastbegrenzung in verzweigten Antriebssystemen mit mechanischer Leistungsübertragung, insbesondere für Betätigungsysteme in Flugzeugen, mit einer Einrichtung zur Regelung und Begrenzung der zugeführten Antriebsleistung, dadurch gekennzeichnet, daß an Komponenten des Antriebssystems Zustandskenngrößen erfaßt und an eine Kontrolleinheit übermittelt werden, in dieser mittels eines Algorithmus zur Ermittlung von Steuersignalen der Regelungseinrichtung verarbeitet werden und daß die so erarbeiteten Steuersignale von der Regelungseinrichtung an Antriebseinheiten des Antriebssystems übermittelt werden.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß Positionssignale erfaßt werden.

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß Geschwindigkeitssignale erfaßt werden.
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß Beschleunigungssignale erfaßt werden.
5. Verfahren nach einem der Anspruch 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Abtriebsleistung von Antriebseinheiten ermittelt wird.
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die als Eingangsinformationen verwendeten Zustandskenngrößen über Sensoren gemessen werden.
7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die als Eingangsinformationen verwendeten Zustandskenngrößen mittels mathematischer Verfahren geschätzt werden.
8. Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens einige der mechanischen Elemente zur (10, 11, 110, 111, 210, 211) Leistungsübertragung mit einer Vorrichtung zur Fehlererkennung ausgestattet sind.
9. Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 7, insbesondere zur Ansteuerung des Antriebsstranges von Hochauftriebssystemen in Verkehrsflugzeugen, dadurch gekennzeichnet, daß die mechanischen Teilsysteme (1,

- 2) zur Leistungsübertragung zu den Klappen in beiden Tragflächen derart ausgelegt sind, daß sie ein weitgehend identisches dynamisches Verhalten aufweisen.
10. Vorrichtung nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß elektrische Antriebseinheiten (7, 107, 207) vorgesehen sind.
11. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß hydraulische Antriebseinheiten vorgesehen sind.

03 HH 56

Z u s a m m e n f a s s u n g

Bei einem Verfahren zur Lastbegrenzung in verzweigten Antriebssystemen mit mechanischer Leistungsübertragung, insbesondere für Betätigungsysteme in Flugzeugen, mit einer Einrichtung zur Regelung und Begrenzung der zugeführten Antriebsleistung werden an Komponenten des Antriebssystems Zustandskenngrößen erfaßt und an eine Kontrolleinheit übermittelt, in dieser mittels eines Algorithmus zur Ermittlung von Steuersignalen der Regelungseinrichtung verarbeitet und die so erarbeiteten Steuersignale werden von der Regelungseinrichtung an Antriebseinheiten des Antriebssystems übermittelt. Als derartige Kenngrößen können Positionssignale, Geschwindigkeitssignalen, Beschleunigungssignale oder aber auch die Abtriebsleistung von Antriebseinheiten verwendet werden. Die als Eingangsinformationen verwendeten Zustandskenngrößen können über Sensoren gemessen werden oder aber mittels mathematischer Verfahren geschätzt werden. Bei einer Vorrichtung zur Durchführung dieses Verfahrens, die insbesondere zur Ansteuerung des Antriebsstranges von Hochauftriebssystemen in Verkehrsflugzeugen dient, sind wenigstens einige der mechanischen Elemente zur Leistungsübertragung mit einer Vorrichtung zur Fehlererkennung ausgestattet, wobei die mechanischen Teilsysteme zur Leistungsübertragung zu den Klappen in beiden Tragflächen ein weitgehend identisches dynamisches Verhalten aufweisen. Die Antriebseinheiten können sowohl hydraulisch als auch elektrisch arbeiten.

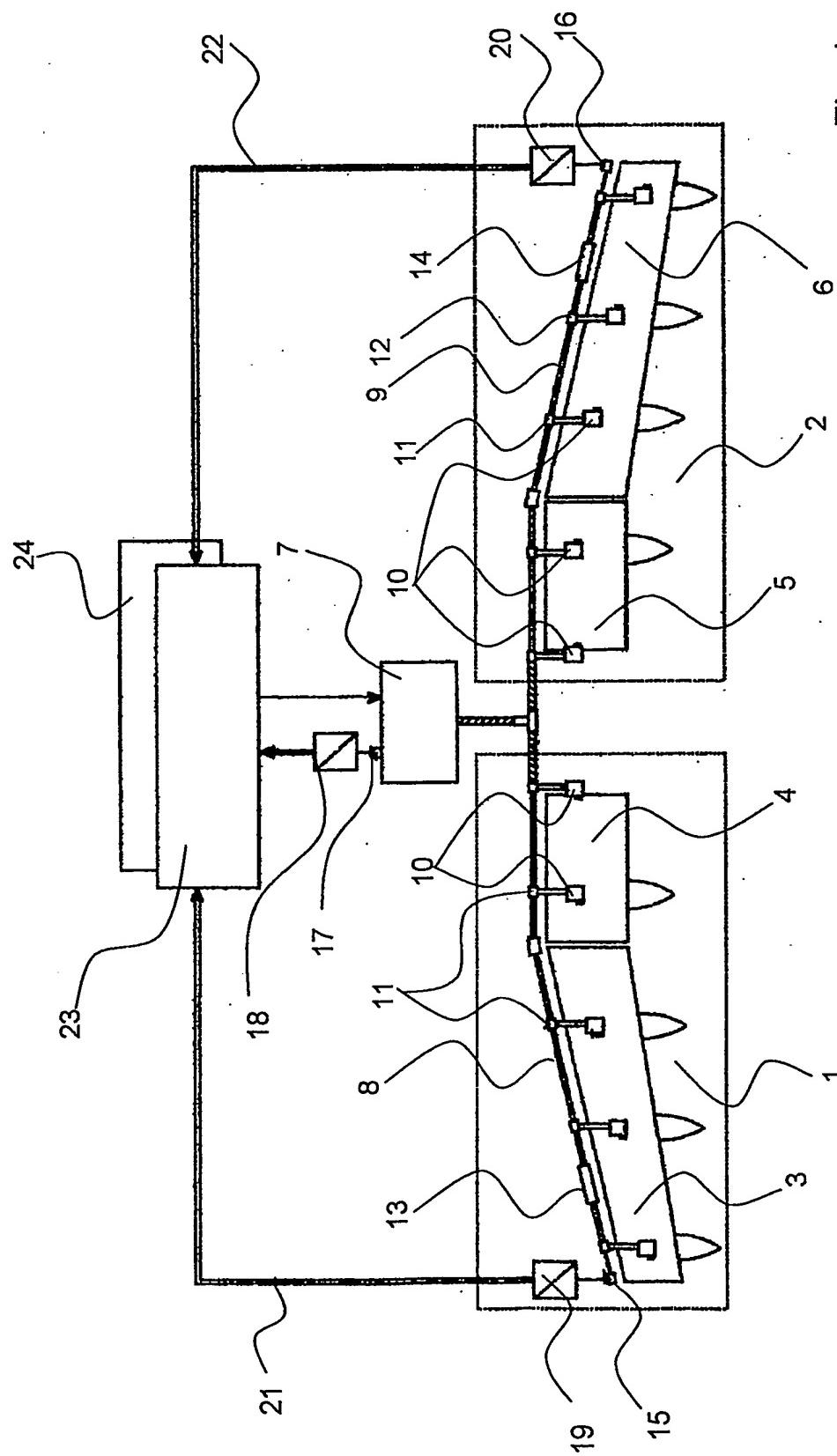


Fig. 1

Fig. 2

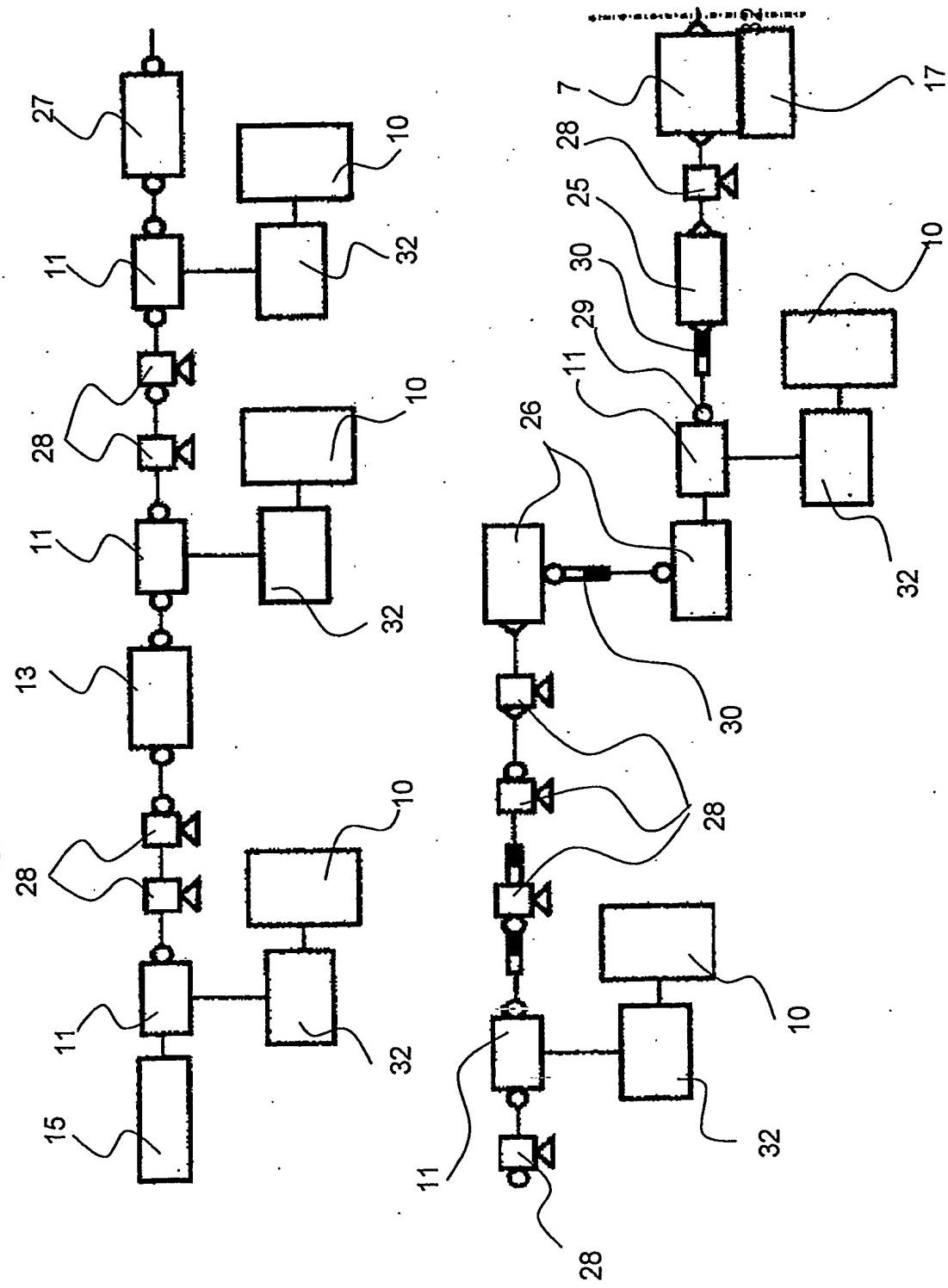


Fig. 3

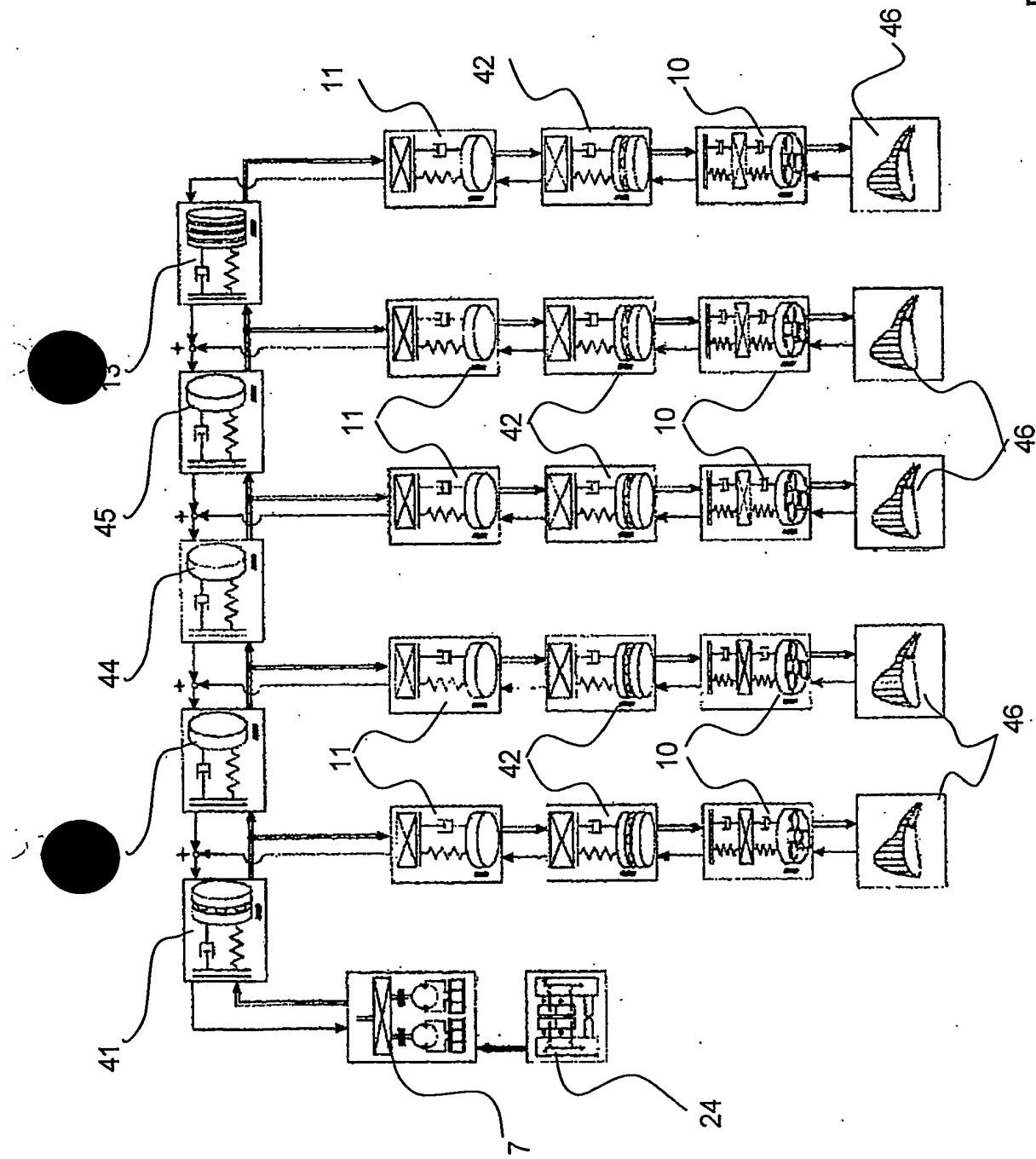


Fig. 4

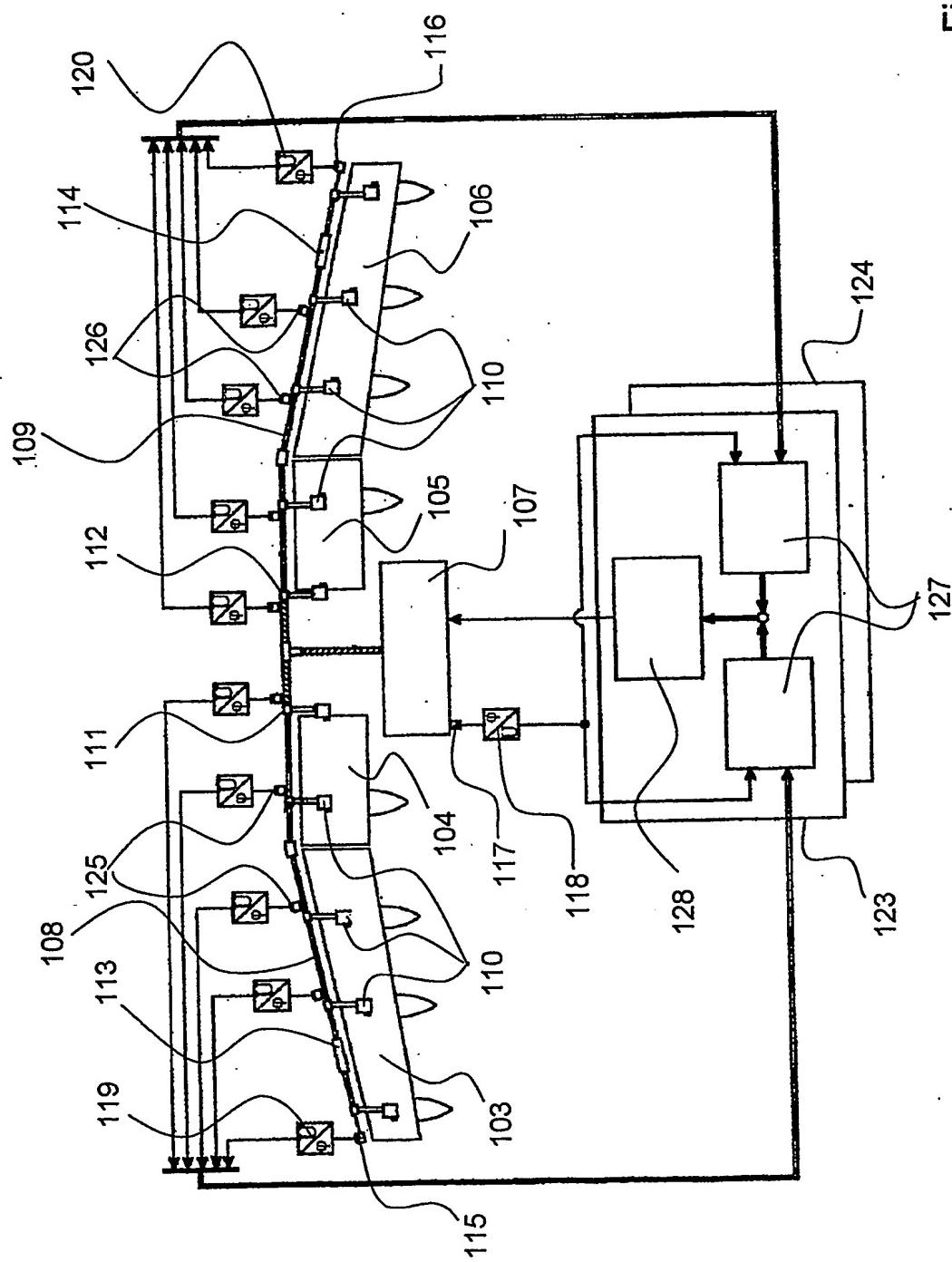
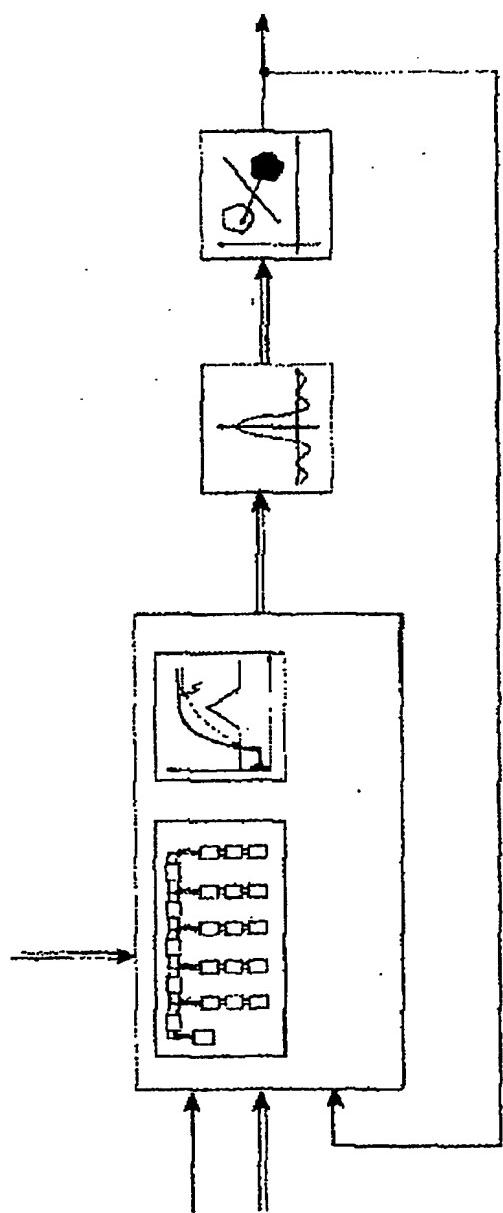


Fig. 5



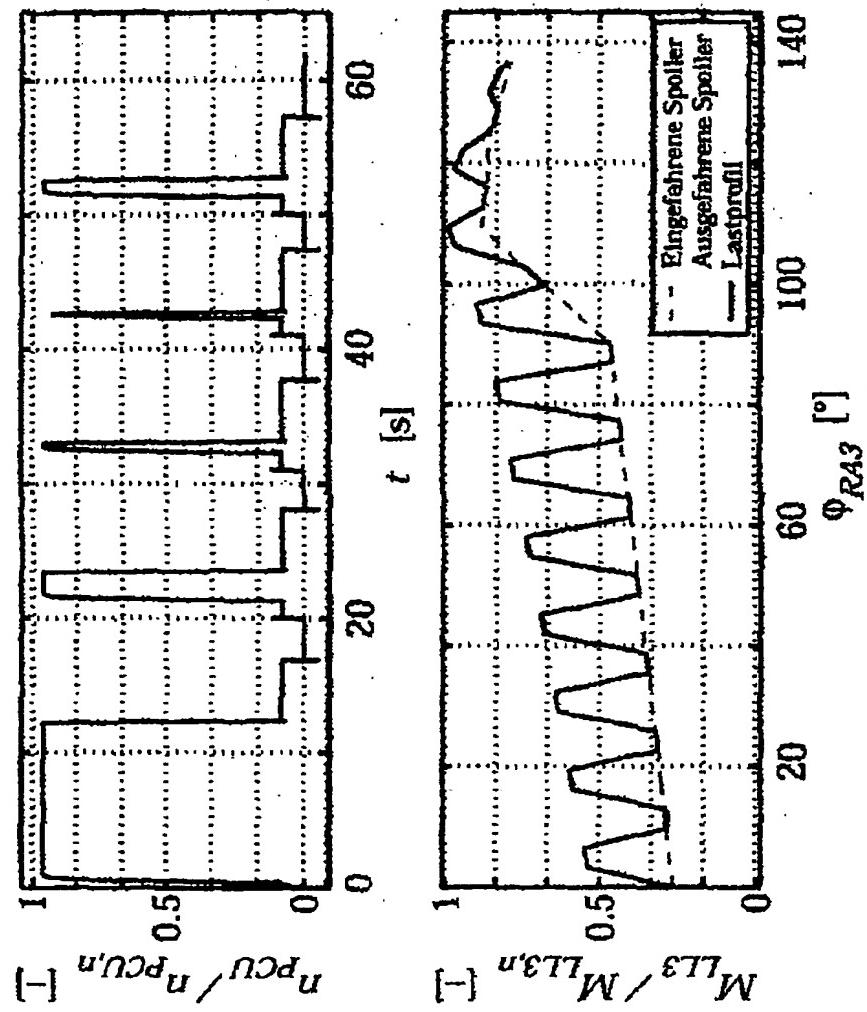


Fig. 6

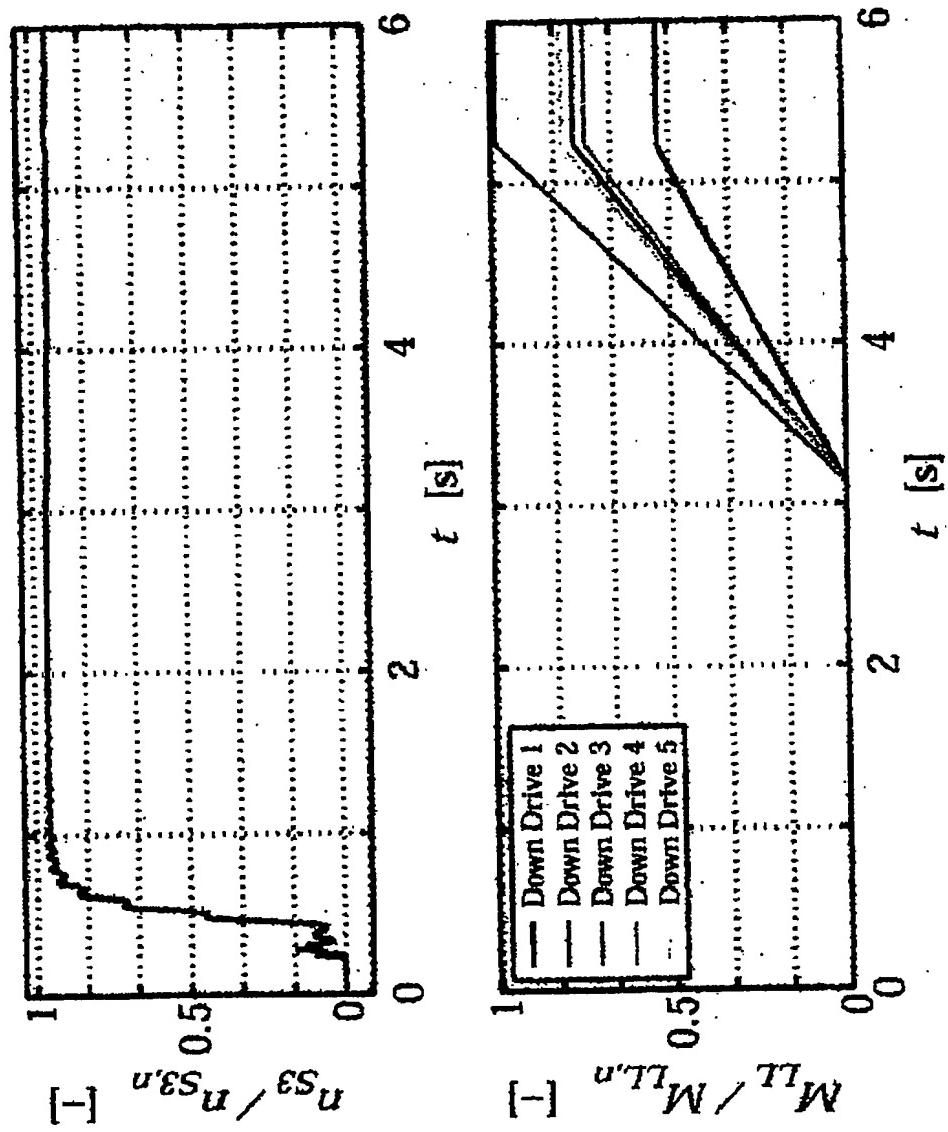
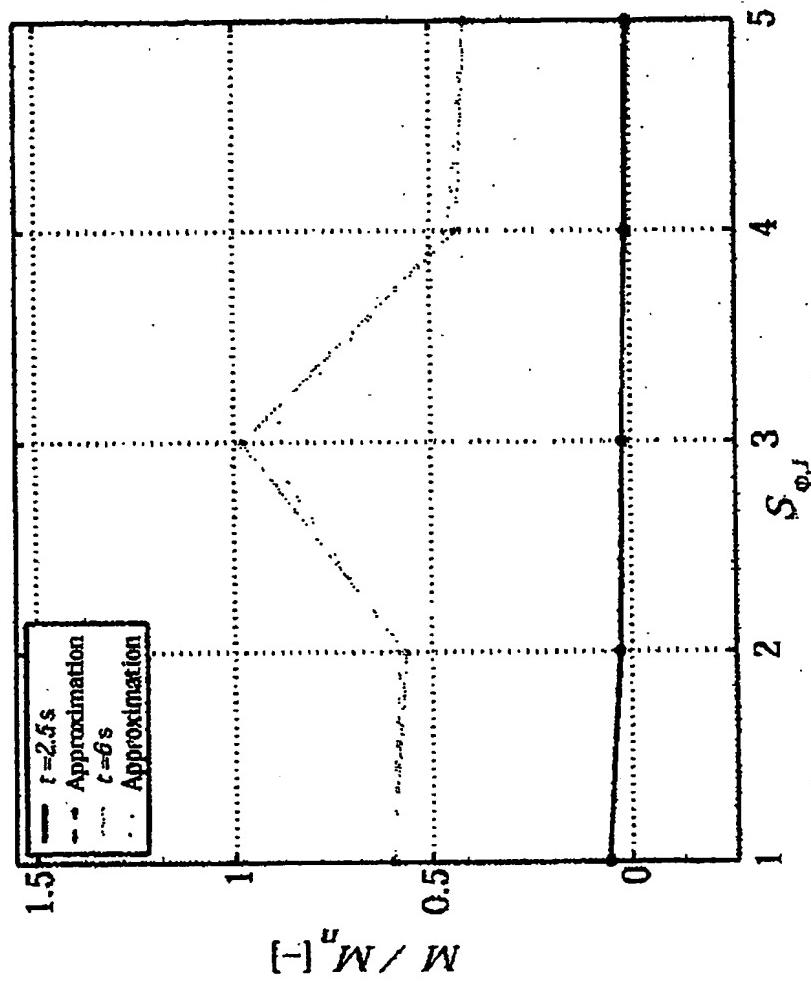


Fig. 7

Fig. 8



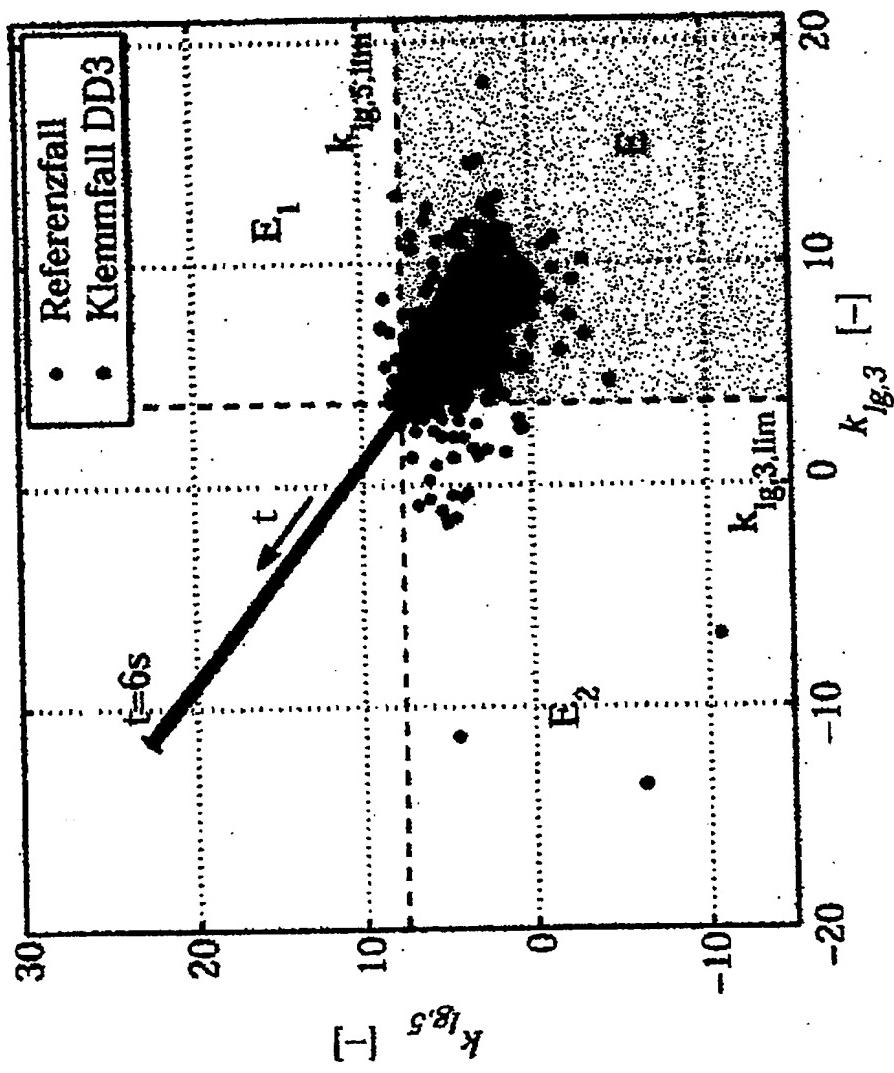


Fig. 9

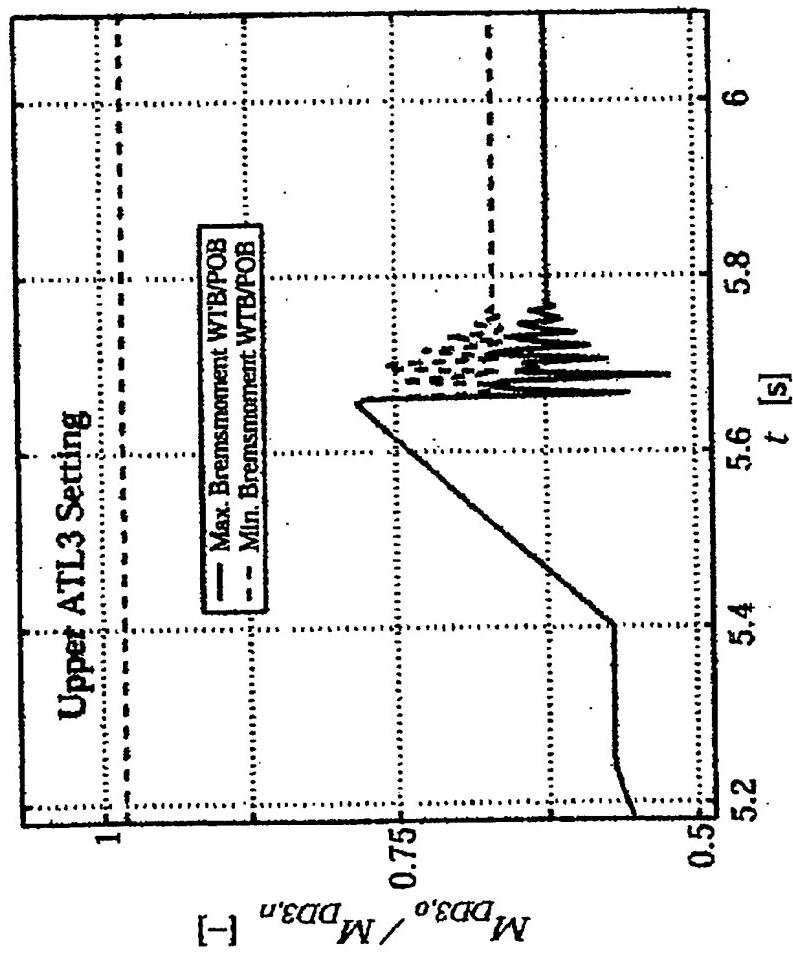


Fig. 10

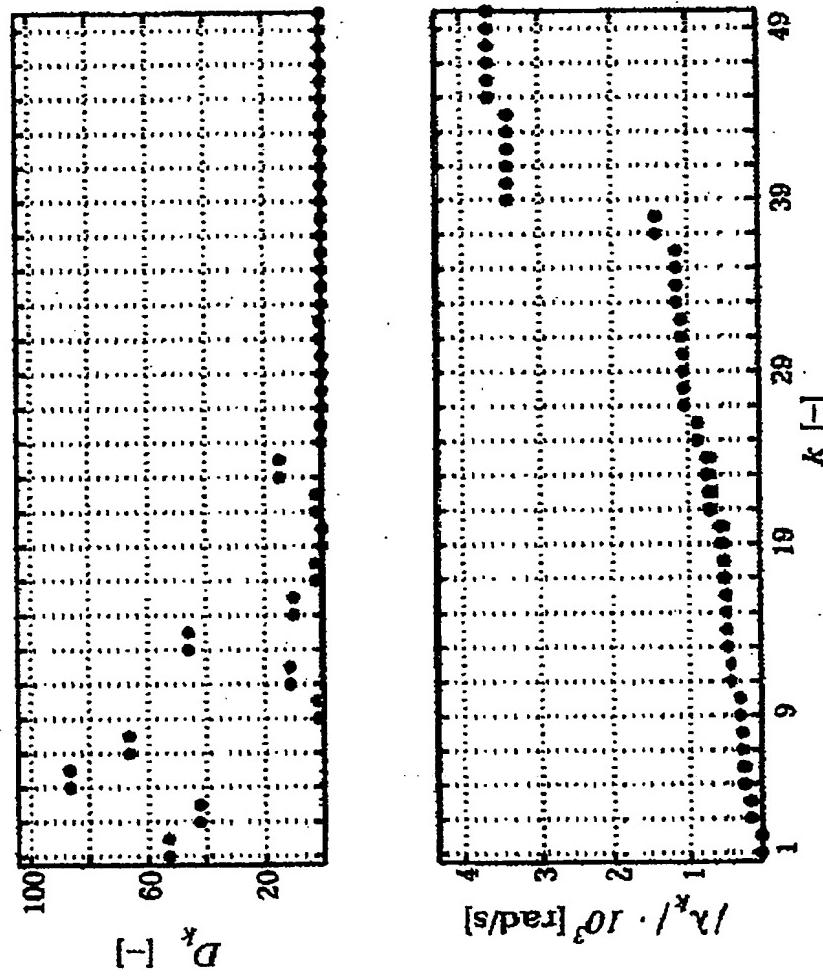


Fig. 11

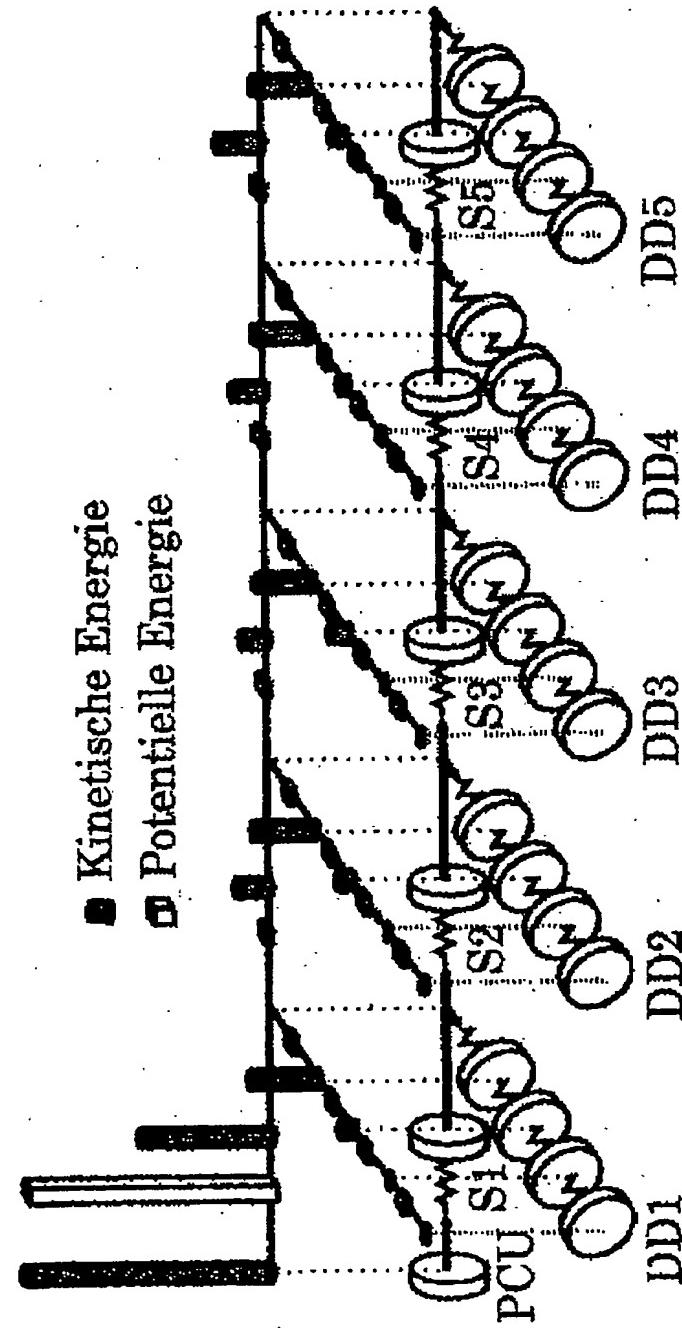


Fig. 12

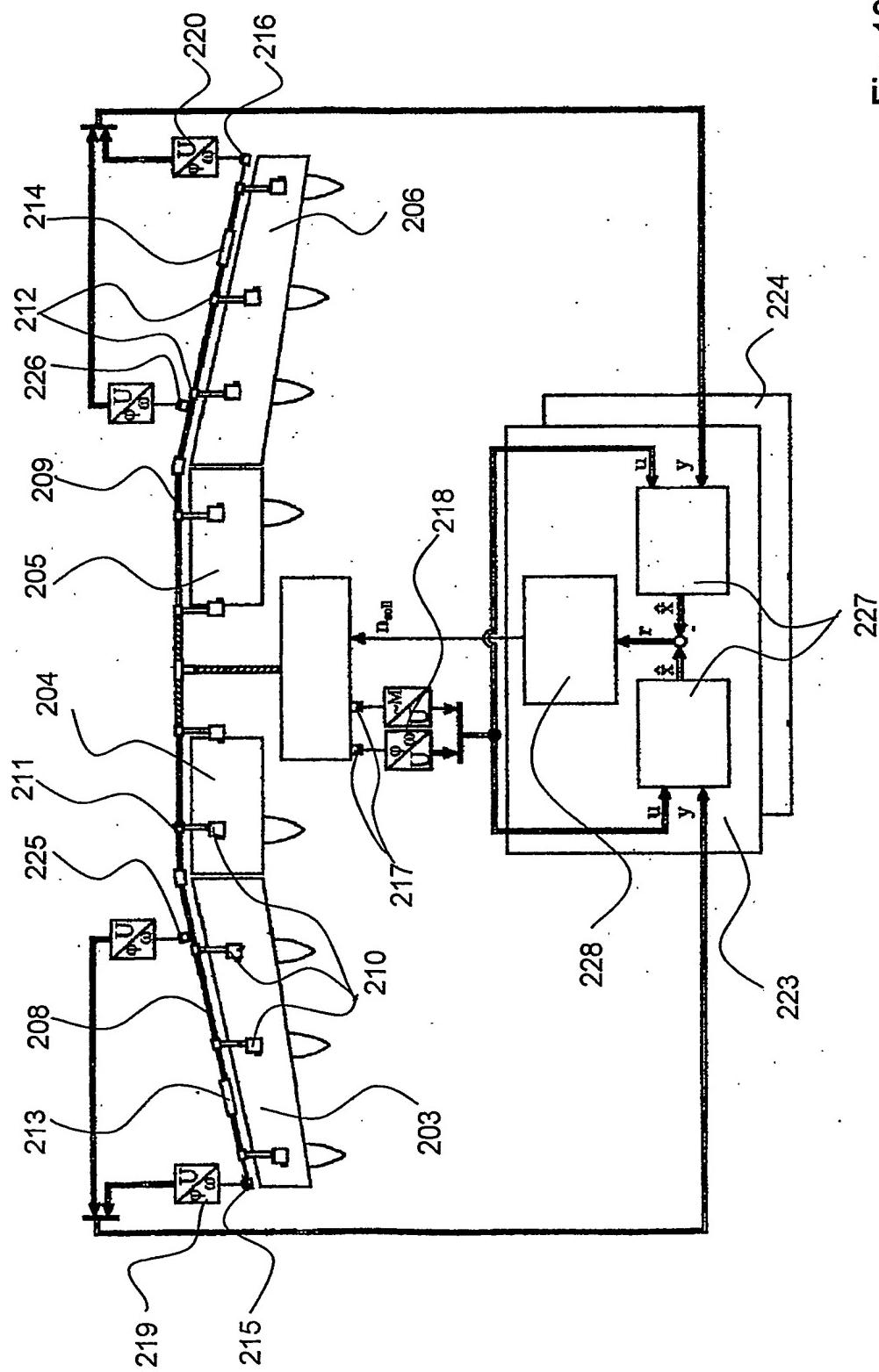


Fig. 13

Fig. 14

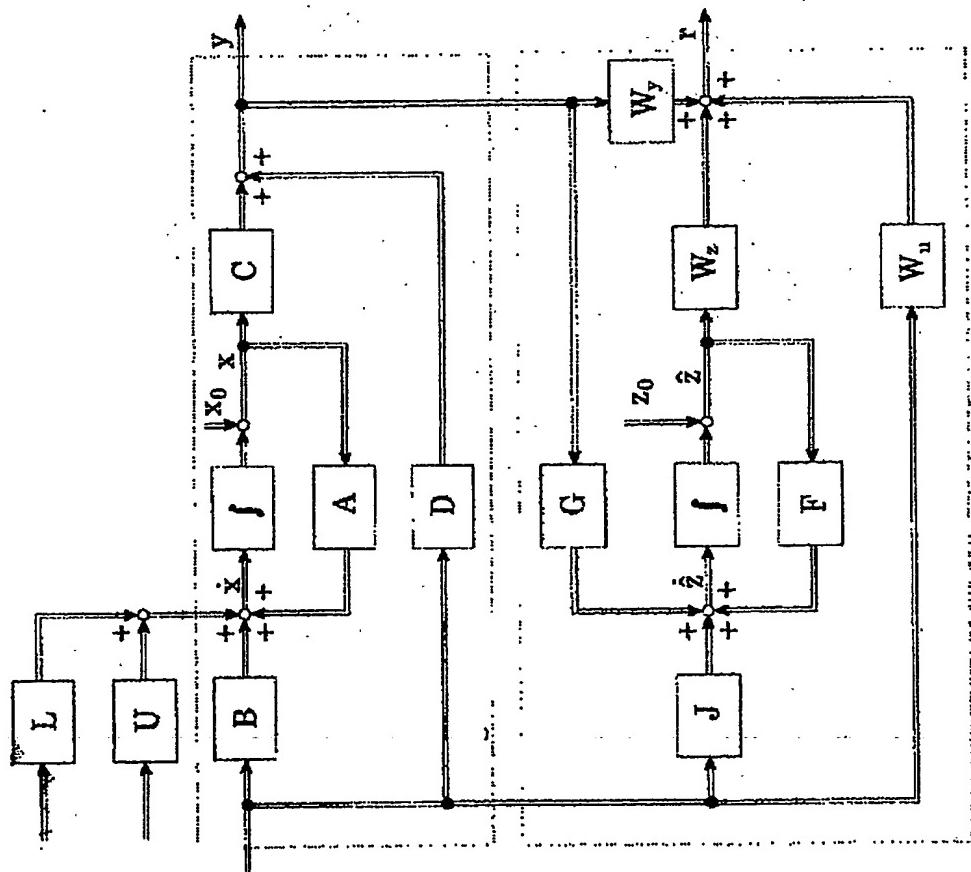


Fig. 15

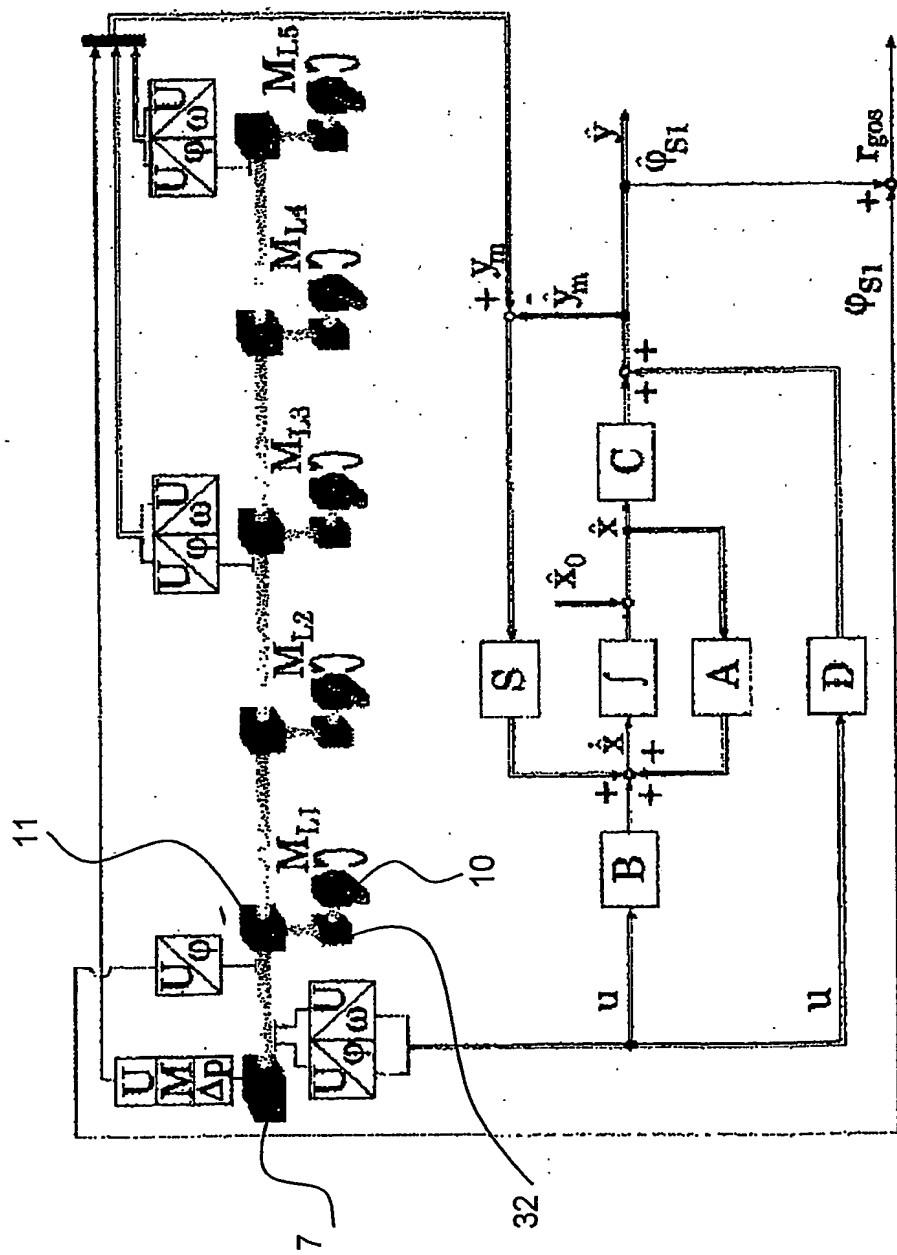
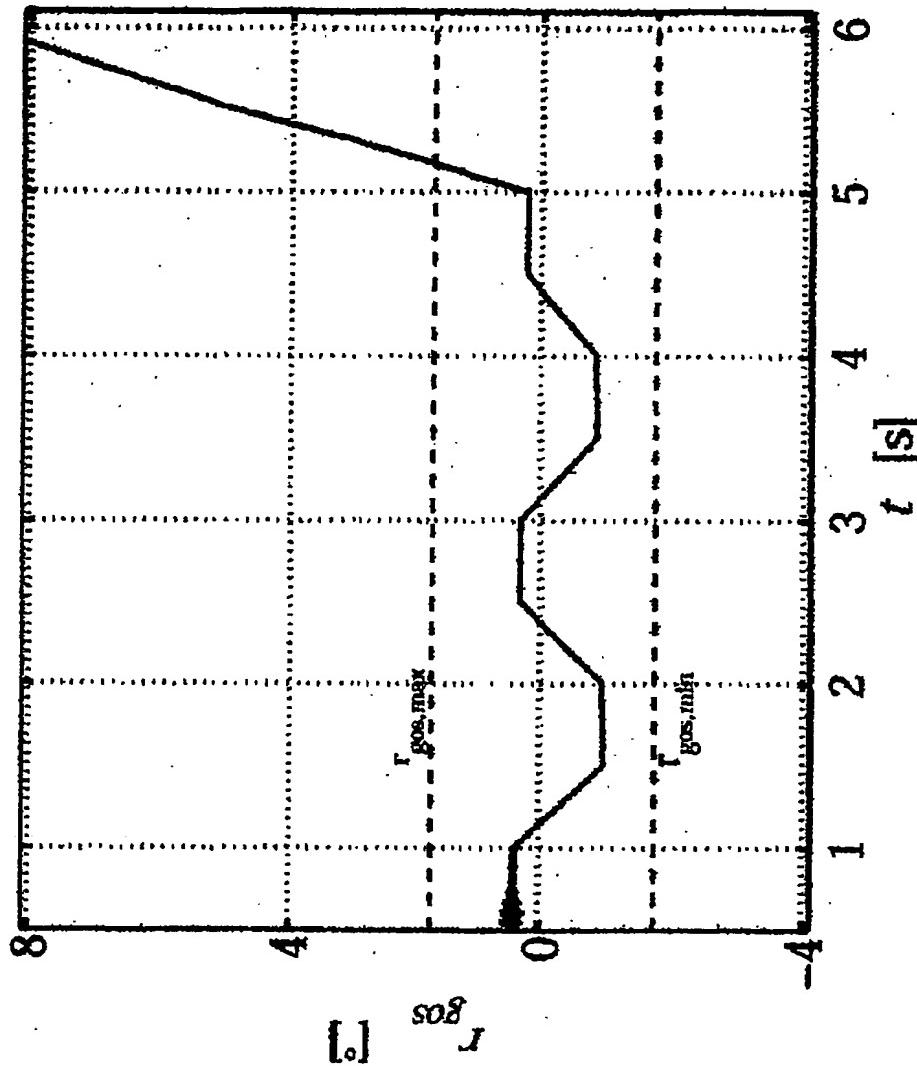


Fig. 16



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

BLACK BORDERS

- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**

LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT

REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY

OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.